

VŠB- Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Konstrukční návrh válečkové poháněné
trati**

Engineering design of Driven roller
Conveyor

Student: Bc. Radek Solich
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Solich**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Konstrukční návrh válečkové poháněné tratě**
Engineering Design of Driven Roller Conveyor

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte rešerši dané problematiky. Popište problematiku válečkové tratě včetně dopravovaného materiálu. Vypracujte konstrukční návrh poháněné válečkové tratě. Návrh podložte příslušnými pevnostními výpočty s ohledem na zákonitosti a mechanické vlastnosti přepravovaného materiálu. Konstrukční návrh podložte potřebnými pevnostními výpočty a případně dalšími kinematickými studiemi. Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – Ing. Rostislav Kaňa.

Seznam doporučené odborné literatury:

GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. Vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně 1988. 277s.
DRAŽAN, F. a kol. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. Vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290S.
MALÍK, V. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha SNTL, 1963. 276 S.
JANOVSKÝ, L. - PODIVÍNSKÝ, V. *Výpočty transportních zařízení*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1972. 329s.
KŘÍŽ, R. *Strojírenské tabulky II. – pohony*. Ostrava Montanex a.s., 1997. 213s. ISBN 80-85780-51-8
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. Ostrava Montanex a.s. 1995. 563s. ISBN 80-85780-22-4

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Bc. Radek Solich

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/1200 Sb. autorský zákon, zejména §35 užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Radek Solich

Adresa trvalého pobytu autora práce: ul. 17. Listopadu 1160, Orlová-město, 735 11

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SOLICH, Radek. Konstrukční návrh válečkové poháněné tratě. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2015, 67 s, Diplomová práce, vedoucí Fries, Jiří.

V této diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem poháněné vodorovné válečkové tratě. Úvodem diplomové práce se stručně zabývám charakteristikou provozu, popisem základních strojních celků, transportovaných břemen a požadavky investora. Následuje návrh rozměrů nosných součástí a konstrukčních rozměrů. Základní části návrhu je pohon dodávající pohybovou energii válečkové trati, který spočítám a vhodně vyberu. Následuje pevnostní kontrola válečkového řetězu a dílčích komponentů. Stručně popíšu navržené konstrukční specifikace celé tratě, jako je umístění pohonu napínání řetězu a pozměněnou dispozici. Celá tato práce bude sloužit investorovi k informaci o navrženém zařízení. Příloha obsahuje sestavní výkresovou dokumentaci a diplomovou práci na CD.

ANOTATION OF THE DIPLOMA THESIS

SOLICH, Radek. Engineering design driven roller tracks. Ostrava: department of production machines and design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2015, 67 pp, Diploma thesis, Supervisor Fries, Jiří

This diploma thesis deals with the engineering proposal of a driven plane rolling line. At the beginning, I am concentrating briefly on the characteristics of the plant, the description of basic machinery, transportation and loads, and on the requirements of the investor. The chapter is follow by the proposal of dimensions for the supporting parts and the construction dimensions. The basic part of this proposal is the drive that is transferring kinetic energie into the rolling line due to calculation and suitable selection. Afterwards, a strength check is done for the rolling chain and other small components. The proposed construction specification for the whole line is explained shortly, with regard to the drive position, the tensioning of the chain and the disposition after modification. The whole thesis will serve the investor as information for the proposed equipment. The attachement contains the drawing documentation and diploma thesis on CD.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD	11
1 TECHNICKÉ ZADÁNÍ	12
1.1 Specifikace provozu	12
1.2 Klasifikace přepravovaného materiálu	12
1.3 Podmínky zadavatele	12
1.4 Seznámení s provozem	13
2 HLAVNÍ ROZMĚRY DRÁHY	17
2.1 Rám	17
2.2 Válečky	17
2.3 Rozteč mezi válečky	19
2.4 Celkový počet válečků	20
3 VÝPOČET A HLAVNÍ ROZMĚRY DRÁHY	21
3.1 Délka dráhy	21
3.2 Šířka dráhy	21
3.3 Výška dráhy	22
3.4 Výpočty poháněné části	22
3.5 Odpory působící na jeden váleček	25
3.6 Výpočet výkonu	27
4 NÁVRH POHONU	29
4.1 Výkon elektromotoru	29
4.2 Výpočet otáček válečku	30
4.3 Pohon od firmy NORD drivesystems	30
4.4 Dopočítané hodnoty s přiřazenou převodovkou	34
5 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU	39
5.1 Otáčky řetězového kola	39

5.2	Hodnota převodového poměru převodovka / řetězka	39
5.3	Počet zubů hnacího řetězového kola	40
6	VÁLEČKOVÝ ŘETĚZ	41
6.1	Parametry řetězu.....	41
6.2	Rychlost řetězu.....	42
6.3	Silové poměry řetězu.....	42
6.4	Osová vzdálenost	45
7	Pracovní režim	48
7.1	Napínání řetězu	48
7.2	Volba vhodné koncepce pohonu válečkové trati	49
7.3	Mazání, ochrana proti korozi, čištění řetězového převodu	51
8	OSTATNÍ DÍLY POHÁNĚNÉ VÁLEČKOVÉ DRÁHY	52
8.1	Konstrukce rámu	52
8.2	Pevnostní posouzení rámu.....	54
8.3	Uložení koncových nehnaných válečků.....	54
8.4	Pevnostní kontrola nehnaného válečku	57
8.5	Pevnostní kontrola hnaného válečku.....	60
9	ZÁVĚR	63
10	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	64
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	66
	SEZNAM PŘÍLOH.....	67

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Označení	Jednotka	Význam
A	[mm ²]	plocha kloubu řetězu
B_p	[mm]	maximální šířka břemene
C_{pu}	[ks]	celkový počet válečků
F_a	[N]	reakce v bodě A
F_b	[N]	reakce v bodě B
F_{pt}	[N]	síla při přetržení řetězu
F_e	[N]	odstředivá síla působící na obvodu kola
F_o	[N]	síla působící na obvodu kola
J	[kg·m ²]	setrvačný moment jednoho válečku
K_s	[-]	bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení
M_{mr}	[Nm]	rozběhový moment na hřídeli při rozběhu motoru na válečkové trati
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment redukován na hřídel motoru válečkové Trati
M_{onv}	[Nm]	ohybový moment nehnaného válečku
M_{ohv}	[Nm]	ohybový moment hnaného válečku
M_{sor}	[Nm]	moment od stálých odporů na válečkové trati
M_{tr}	[Nm]	třecí moment na dráze
M_{zpr}	[Nm]	moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot
M_{zut}	[Nm]	moment od zrychlujících hmot válečkové trati
M_2	[Nm]	točivý moment
P	[mm]	rozteč řetězu
P	[W]	výkon pro rovnoměrný pohyb na trati
P_{ck}	[W]	celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na dráze
P_d	[MPa]	dovolený tlak kloubu řetězu
P_j	[kW]	jmenovitý výkon navrženého motoru
P_p	[MPa]	dovolený tlak v kloubu řetězu
P_s	[MPa]	maximální tlak v kloubu řetězu
P_l	[W]	přídavný výkon při zastavení předmětu na dráze
Q_{max}	[N]	osamělá síla
R	[mm]	poloměr válečku
R_e	[MPa]	mez kluzu válečku pro mat. 11 523

S_m	[ks]	celkový počet motorů
W_{nv}	[mm ³]	modul pružnosti v ohybu nosného průřezu nehnan. válečku
W_{hv}	[mm ³]	modul pružnosti v ohybu nosného průřezu hnaného válečku
X_{241}	[ks]	počet článků na rozteči 240
X_{250}	[ks]	počet článků na rozteči 250
Y	[-]	součinitel rázu
Z_1	[ks]	počet zubů hnaného řetězového kola
Z_2	[ks]	počet zubů hnacího řetězového kola
b	[mm]	jmenovitá šířka dráhy
d_r	[mm]	průměr roztečné kružnice hnacího kola
d_v	[mm]	průměr válečku
e	[-]	rameno valivého odporu
f	[-]	součinitel smykového tření mezi válečkem a předmětem
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření
g	[9,81m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h_{max}	[mm]	maximální výška dráhy
h_{min}	[mm]	minimální výška dráhy
i_{ges}	[-]	převodový poměr
k_d	[-]	dynamický součinitel
k_{nv}	[-]	koefficient bezpečnosti pláště nehnaného válečku
k_l	[ks]	počet válečků pod břemenem
l_B	[mm]	maximální délka břemene
l_d	[m]	skutečná výpočtová délka dráhy
l_{max}	[mm]	celková délka dráhy
m_{max}	[kg]	maximální hmotnost břemene
m_i	[ks]	počet přepravovaných předmětů na dráze
m_r	[kg]	hmotnost 1m řetězu
m_v	[kg]	hmotnost rotující části válečku
n_m	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
n_p	[min ⁻¹]	vstupní otáčky převodovky
n_v	[min ⁻¹]	výpočtové otáčky dopravního válečku
q	[kg]	hmotnost na jeden váleček
$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu

t_s	[s]	doba rozběhu válečku
t_v	[mm]	rozteč válečku
t_{vs}	[-]	
v	[m·s ⁻¹]	dopravní rychlost dráhy
v_r	[m·s ⁻¹]	rychlost řetězu
v_{skut}	[m·s ⁻¹]	skutečná dopravní rychlost dráhy
w	[N]	celkový odpor působící na jeden váleček
w_1	[N]	odpor ze složky vlastní tíhy
w_2	[N]	odpor vlivem valivého a čepového tření
w_3	[N]	odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností
β_s	[°]	úhel sklonu válečkové dráhy
ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost mechanického převodu řetězu
λ	[-]	součinitel tření
$\sigma_{o\,nv}$	[-]	dovolené ohybové napětí nehnaného válečku
$\sigma_{o\,hv}$	[-]	dovolené ohybové napětí hnaného válečku

ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá návrhem, výpočtem a konstrukcí poháněné válečkové horizontální tratě. Ta bude přepravovat tyčový materiál (výrobní sortiment Arcelor Mittal), svázaný a vhodným způsobem na ni ložený. Válečkovou tratí nazýváme v podstatě soustavu válečků, které se točí kolem svých os, v rámu kolmých na směr dopravy. Pohyb předmětů je realizován pomocí tažné síly, vyvozené třením mezi válečky a předmětem. V mém případě využívám skupinový pohon.

Chci, aby tato práce sloužila, jako universální návod jak postupovat při návrhu podobného zařízení. Mezioperační přeprava materiálu přibližně stejných vlastností (hmotnost, délka, teplota a další fyzikální vlastnosti) je v daný moment realizována, množstvím různých válečkových drah lišících se konstrukcí, skládajících se z rozličných dílů, podléhajících rychlému opotřebení, které se musí pracně vyrábět a držet skladem.

Mým cílem je, sjednotit koncepci jednotného rámu, který se již v praxi osvědčil a je schopen transportovat břemena o hmotnosti 10 000 [kg] a dalších katalogových komponentů, které se dají bez problému objednat a nemusí se pracně vyrábět, či držet skladem. To znamená, že v případě změny hmotnosti transportovaného břemena, bude třeba pouze, navrhnout pohon a pevnostně zkontrolovat řetěz, dále pak váleček.

1 TECHNICKÉ ZADÁNÍ

1.1 Specifikace provozu

Provoz, kde se bude dopravní válečková trať vyskytovat, není vystavena povětrnostním vlivům (vlhkosti). Celoročně v něm neklesne teplota pod 10°C. Je zde zvýšená prašnost, výskyt abrazivních částí (prachu, okuje). Nakládku bude zajišťovat průmyslový mostový jeřáb o nosnosti 10 tun, vybaven krokovým motorem. Jeřáb usadí břemeno na válečkovou trať, obsluha jej pomocí ručního ovladače dopraví k pásové pile s dorazy.

1.2 Klasifikace přepravovaného materiálu

Přepravovaný materiál je v tuhém stavu, vždy se bude jednat o kusový materiál. Tvar je převážně plochý bez možnosti poškození a ve studeném stavu (okolní teplota), s polohou paralelně s dopravou. Největší maximální hmotnost přepravovaného materiálu $m_{max} = 2\,000$ kg má tyč kruhového průřezu o $\varnothing 230$ mm, délky 6 000 mm (těžší břemeno se na tomto konkrétním úseku nemůže vyskytnout díky omezené výrobě sortimentu). Na tuto hmotnost a délku břemene se bude celá trať dimenzovat. Nejčastěji dopravovaným sortimentem, nikoliv však nejtěžším bude balík dutých ocelových profilů, opásaný ocelovým páskem se sponou délky maximálně 6 000 mm o $\varnothing 450$ mm. Jedná se o největší šířku přepravovaného předmětu $B_p = 450$ mm (vázací zařízení neumožňuje svázat větší \varnothing) celkové hmotnosti nepřevyšující 2 000 kg.

Rekapitulace maximálních veličin:

Maximální hmotnost břemene $m_{max} = 2\,000$ kg

Maximální šířka břemene $B_p = 450$ mm

Maximální délka břemene $l_b = 6\,000$ mm

1.3 Podmínky zadavatele

Délka úseku, který má poháněná horizontální válečková dráha trať vykrývat je $l_{max} = 15\,000$ mm. Z hlediska transportu a mobility jednotlivých dílů, z nichž se bude dopravník skládat, bylo investorem vyjednáno, že délka $L_{max} = 15\,000$ mm bude rozdělena

dvě menší pole o délce $L_d = 7\,500\text{ mm}$, což bude skutečná výpočtová délka dráhy. Dopravní rychlost dráhy bude $v = 0,25\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Celková délka dráhy $L_{max} = 15\,000\text{ mm}$

Skutečná výpočtová délka dráhy $L_d = 7\,500\text{ mm}$

Dopravní rychlost dráhy $v = 0,25\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

1.4 Seznámení s provozem

Dopravník, který je předmětem diplomové práce bude vycházet ze zkušeností obsluhy a již provozovaných válečkových tratí viz. obr.1.1. Mým cílem není vymýšlet zařízení zcela nové koncepce, ale inspiraci nabírat již ze skutečně fungujících a osvědčených mechanismů. V celém výrobním procesu, se nachází, více rozmanitých druhů, poháněných tratí, viz. obr. 1.2, kde každá má rozličnou koncepci rámu, toto bych chtěl sjednotit, protože tvar přepravovaných břemen je prakticky identický a mění se pouze hmotnost přepravovaných břemen.



Obr. 1.1 Používaná válečková trať

To znamená použít, překreslit, inspirovat se a zdokumentovat fungující zařízení. V praxi jde o vyhnutí se, zdlouhavému navrhování rámu a dílčích částí. Celý rám vytvořím dle stávající válečkové tratě, která transportuje materiál o celkové váze 10 000 kg. U takto

navrženého rámu, mi zde odpadávají zdlouhavé pevnostní výpočty. Protože, v mém případě transportujeme břemeno o $m_{max} = 2\,000\text{ kg}$. Tím to je rám důkladně, časem, nepřetržitým provozem, silovými účinky pohybu břemen na poháněné válečkové trati a hrubým zacházením obsluhy jeřábu, prověřen.



Obr. 1.2 Další rozličná trať, přepravující totožný materiál

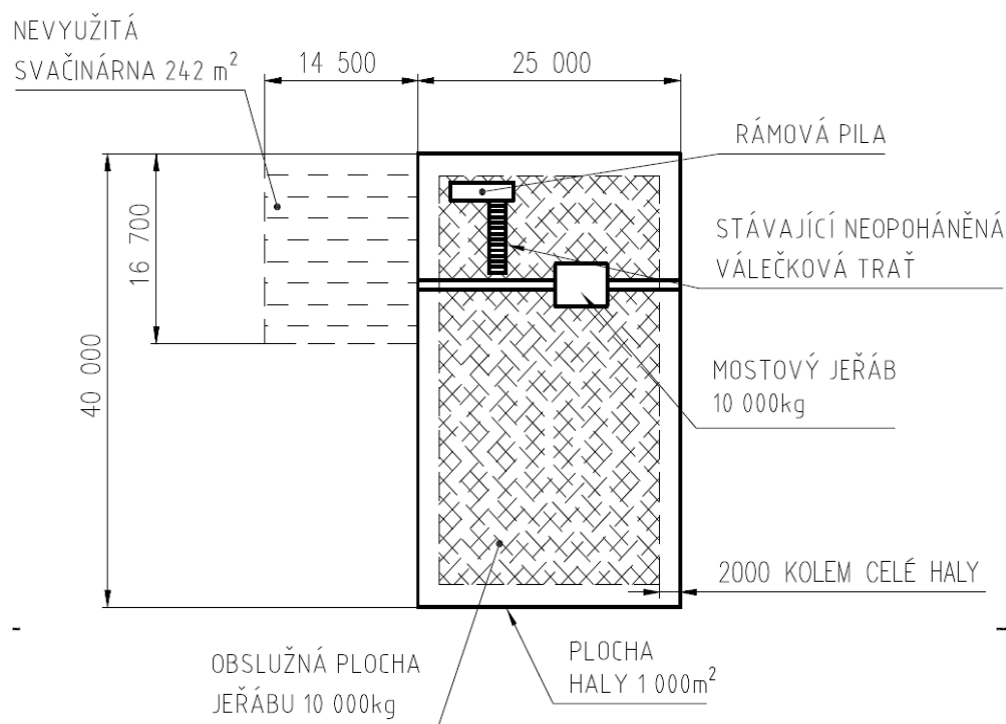
Vzhledem k tomu, že se jedná o zařízení pracující dlouhodobě, není nutno přihlížet k výši pořizovací ceně použitého materiálu, neboť technologie opracování, svary a použité a nakupované součásti budou tvořit významnou nákladovou položku, bez ohledu na profil, ze kterého bude válečková trať zhotovena.

V našem případě bude větší hmotnost jen přínosem. Celý návrh je jakýmsi návodem pro další použití. Rám vždy zachováme, pouze měníme hustotu válečků dle tíhy břemene (aby nedošlo k deformaci strojních dílů), dopravní výšku a přepočítáme pohon k bezpečnému transportu břemen, jež se v průběhu výroby nebo náhlé změny sortimentu ve výrobním závodě měnit. Další výhodou řešení je to, že je možné dle potřeby dopravník zkrátit, nebo spojit za sebou více dopravníků a tím měnit transportní délku.

Nutno dodat, že v celém výrobním procesu se vyskytuje velké množství poháněných válečkových tratí bez dokumentace, proto budou-li, postupně staré dopravníky

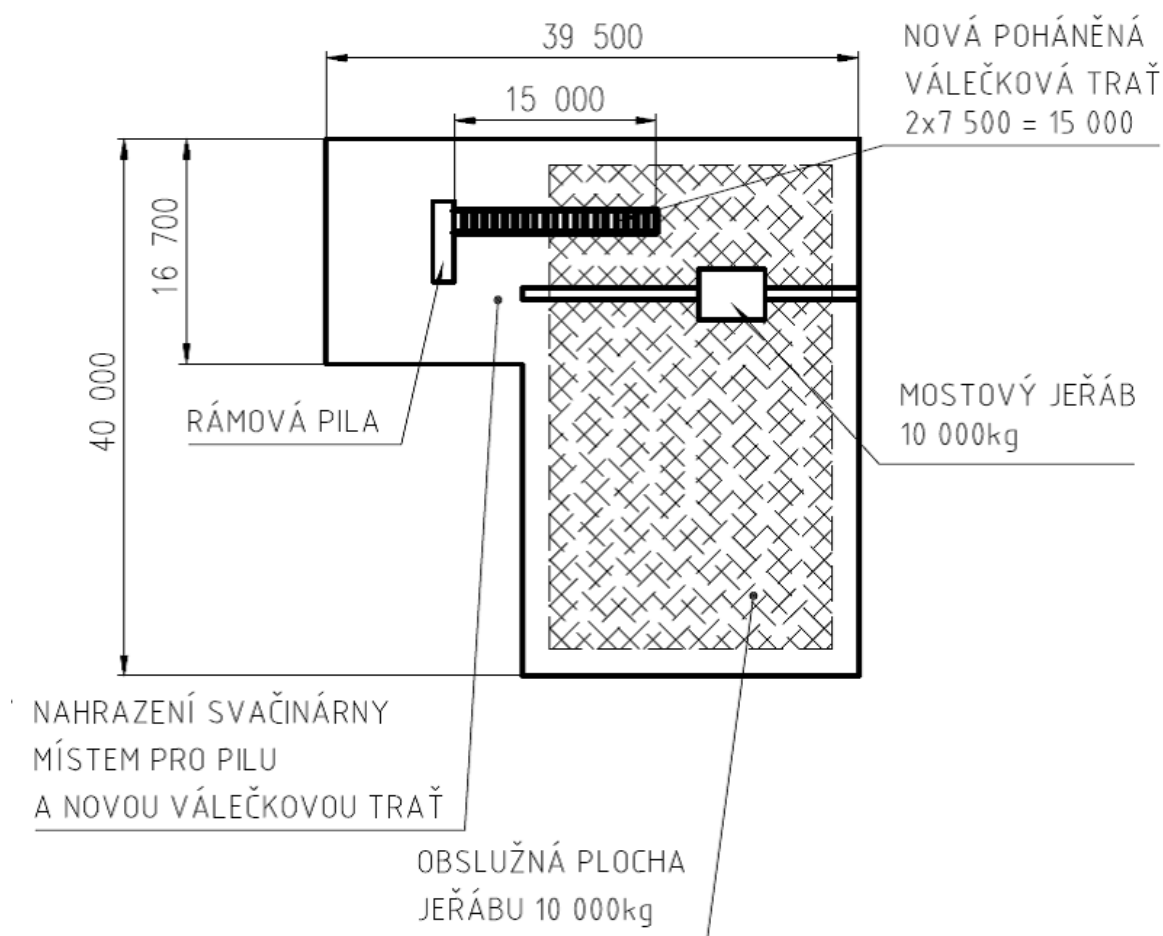
obměňovány za nové, můžou vycházet z universálních, mnou vytvořených výkresů a výpočtů.

Poháněná válečková dráha bude umístěna kolmo k řeznému nástroji elektrické rámové pily značky Pegas. Válečková dráha bude plnit dvě funkce. Jednak dopravní, to znamená, že bude plynule posouvat břemenem rychlostí $v = 0,25 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ a dále bude vykrývat hluché místo nevyužitě svačárny, kde není možno manipulovat s jeřábem, viz. obr. 1.3.



Obr. 1.3 Dispozice stávající

Celá změna dispozice (viz. obr. 1.4) vzniká z potřeby větších skladovacích prostorů. Místo kde stála stávající pila s nepoháněnou válečkovou tratí, bude sloužit ke skladování. Tudíž celý proces řezání bude posunut do vedlejší nevyužívaného prostoru bez jeřábu, donedávna sloužící jako místo pro svačinu. Na přání investora, jsem doplnil dráhu o centrovací zařízení, mající za úkol vystředit transportovaný materiál tak, aby svěrák před pilou nevyvíjel příliš velkou sílu, vyvozující tíhová složka břemene posunovaná kolmo na osu rotace válečků a o skluz nedořezaných zbytků materiálu na trati.

**Obr. 1.4** Dispozice s novým dopravníkem

2 HLAVNÍ ROZMĚRY DRÁHY

2.1 Rám

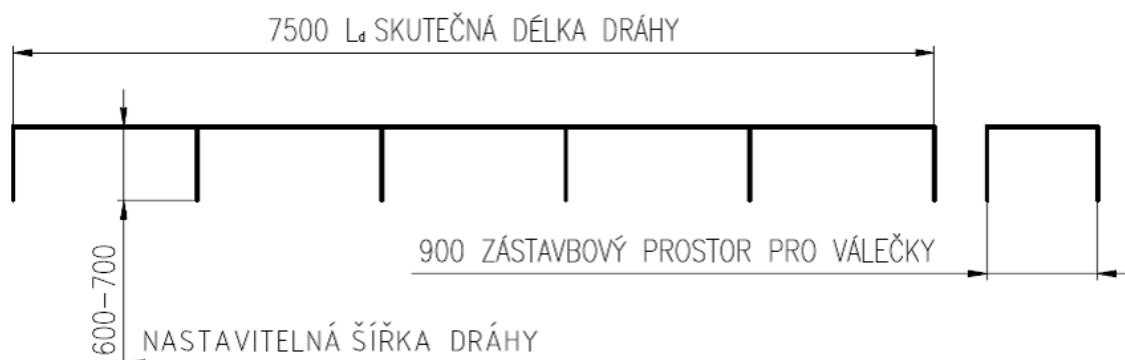
Celá poháněná horizontální válečková trať bude svařenec z materiálu 11 523. Délka dopravníku činí 7 500 mm, výška dopravníku musí odpovídat výšce stolu pily, na níž bude docházet k řezání balíků dopravovaných profilů, které budou nejčastějším sortimentem, po případě kruhových tyčí. Po dohodě s investorem je domluveno, že dopravník bude na stavitelných nohách aretovaných maticí. Výška bude v rozsahu 600 – 700 mm.

Ve stádiu návrhu lze těžko definovat konečnou šířku dopravníku. Konkrétní je v daný moment, pouze čistá zástavbová šířka mezi profily, které ponesou válečky o šířce 900 mm (zástavbový prostor pro přichycení válečků).

Základem rámu jsou dva profily I 220 (7 500 mm) na nich je přivařen na stojato kratší profil I 220, který nese horní profil, na němž jsou přichyceny válečky a celý pohánecí mechanismus.

Maximální výška dráhy $h_{max} = 700 \text{ mm}$

Minimální výška dráhy $h_{min} = 600 \text{ mm}$



Obr. 2.1 Základní rozměry rámu dráhy

2.2 Válečky

Základní snahou celé práce je dosazení univerzálního zařízení, které bude možno použít kdekoli v podniku. Jak jsem již popisoval, z univerzálního rámu, který

je naddimenzován, vhodnou úpravou hustota válečků (dimenzování hmotnosti), získám zařízení vyhovující celému rozsahu požadavků.

V celém provozu je velké množství různě dlouhých válečkových poháněných tratí rozdílných hmotností. Každá z tratí má rozdílnou konstrukci a jak se nedávno zjistilo, i ne zcela úplnou dokumentaci. Při údržbě značně opotřebovaných tratí se údržbářům naskytá problém s opotřebovanými válečky. Vždy je potřeba vyrobit válečky nové, to znamená držet skladem velké množství válečků rozličných druhů, koncepcí, průměrů, délek a zástavbových rozměrů. Dalším negativem je i velké množství rozdílných válečkových řetězů a počtu zubů na řetězových kolech.

Proto se vydávám cestou nakupovaných válečků, které zůstanou stejné (umožní-li to nosnost a únosnost řetězu). Co se únosnosti řetězu týče, je možno rozdělit výkon, na více pohonných jednotek, tím to dojde ke snížení zatížení a snížení jeho zatížení na přípustnou mez řetězu. Další výhodou této alternativy je skutečnost, že není třeba pracně vyrábět atypické válečky a v neposlední řadě držet skladem značné množství skladovacích zásob. Válečky je u výrobce možno s předstihem objednat. Nutno připomenout, že nejčastějším opotřebovaným dílem tratě je právě váleček.

Na českém trhu se vyskytuje více výrobců zabývajících se sortimentem pro válečkové tratě. Já jsem záměrně vybral válečky Firmy KRAUS, protože nabízejí největší nosnost – 5000 N. Váleček série 5120 má robustní stavbu, ozubená kola a trubka jsou svařeny. Trubka je ocelová dle DIN 2394, pozinkovaná o průměru $d_v = 108 + 3,25$ mm, osa je ocelová průměr 25 mm, v provedení s vnitřním závitem. Váleček je osazen dvojitém řetězovým kolem série 2120, počet zubů 13 – 5/8“ x 3/8“.

$$d_v \text{ průměr válečku} \quad d_v = 0,108 \text{ m}$$

Váleček se používá pro velmi těžký transport kusového nákladu (palety, kontejnery, jednotlivé konstrukce) ve vnitřních prostorách. Užitečná teplota je v intervalu -10° C až 40°C.

Osa válečku je ocelová o průměru $d_{osa} = 25$ mm, v provedení s vnitřním závitem. Váleček je vybaven precizním válečkovým ložiskem s plechovým těsněním, popřípadě volitelně s ložiskem z RS s gumovým prachovým krytím.



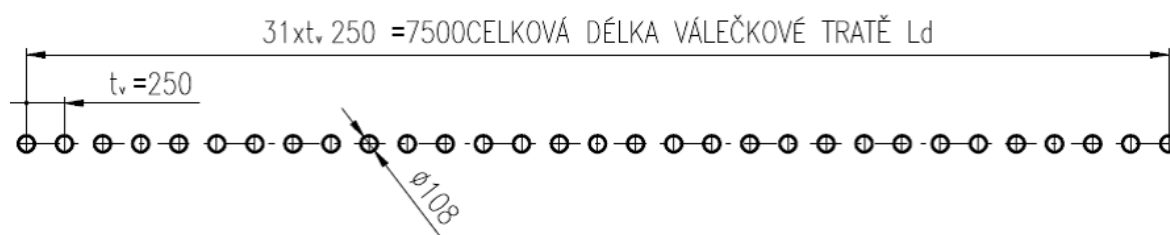
Obr. 2.2 Váleček poháněný

2.3 Rozteč mezi válečky

U volby délky rozteče vycházím z předpokladu, že břemeno s největší hmotností t.j. $m_{max} = 2\,000\text{ kg}$, délky $l_b = 6\,000\text{ mm}$, musí být volně položeno na konkrétní počet válečků, které jej musí bezpečně uvést.

Při statické únosnosti jednoho válečku 5 kN , je zřejmé, že toto břemeno unesou 4 válečky. Rozdělím tedy délku $6\,000\text{ mm}$ na úseky po 250 mm – odpovídají tomu 4 válečky na $1\,000\text{ mm}$ (pozn.: takto naddimenzovaná únosnost válečkové tratě se zdá být zbytečným plýtváním finančních prostředků, ale na přání investora jsem schválně naddimenzoval únosnost, protože se uvažuje o rozšíření sortimentu až na $7\,000\text{ kg}$, to by znamenalo kompletní přepočítání pohonné jednotky a převodovky, ale rám s válečky by se mohl použít). Tím pádem vychází 25 válečků na délce pod břemenem $6\,000\text{ mm}$.

Při sečtení únosnosti 25 válečků je nosnost na $6\,000\text{ mm}$ délky válečkové dráhy rovna $12,5\text{ kN}$. Tato statická únosnost bezpečně vyhovuje. Tato rozteč válečku zatím slouží pro výpočet výkonů a technických výpočtů v kapitole 7. Stanovení vzdálenosti os řetězových kol bude přesně upravena tak, aby byl dodržen stanovený celý sudý počet válečků řetězu (zabránění použití lomeného spojovacího článku).



Obr. 2.3 Rám se zakótovanými roztečemi

2.4 Celkový počet válečků

Na celkovém úseku 7 500 mm bude celkem 31 ks válečků při dodržení roztečí 250 mm. Poháněných válečků typu KRAUS 5120 bude 29 ks a 2 ks nepoháněné válečky, které budou na začátku a konci dráhy. Tyto dva podstatně hmotnější válečky budou robustní konstrukce a navrženy tak, aby v případě klopení břemene, unesly celou jeho tíhu. Uloženy budou v ložiskových domcích SKF.

3 VÝPOČET A HLAVNÍ ROZMĚRY DRÁHY

3.1 Délka dráhy

Dráhy $L_{max} = 15\,000\text{ mm}$

S investorem bylo dohodnuto, že skutečná délka L_{max} se nahradí dvěma stejnými úseky.

Skutečná výpočtová délka dráhy L_d

$$L_d = \frac{L_{max}}{2} \quad [mm] \quad (1)$$

$$L_d = \frac{15\,000}{2} \quad [mm]$$

$$L_d = 7\,500\text{ mm}$$

3.2 Šířka dráhy

Šířka dráhy zvolena dle maximální šířky břemene. Tato dráha je konstruována na maximální šířku břemene $B_p = 450\text{ mm}$

Platí podmínka:

$$b \leq 0,8 \cdot B_p \rightarrow B \geq \frac{b}{0,8} \quad [mm] \quad (2)$$

kde:

b [mm] jmenovitá šířka dráhy, zvoleno $b = 750\text{ mm}$

$$B \geq \frac{450}{0,8} \quad [mm]$$

$$B \geq 562,5\text{ mm}$$

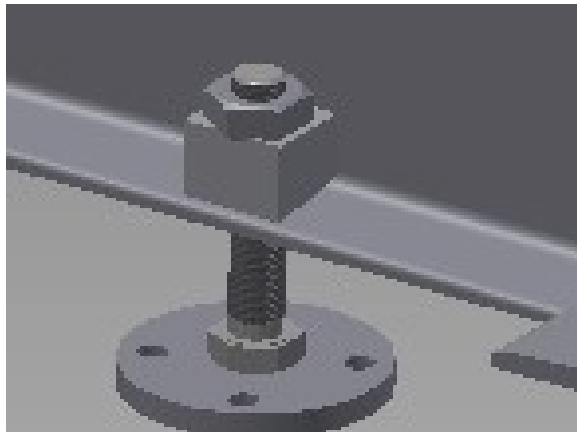
Dle této podmínky volím šířku nosné plochy válečku 750 mm , který je standardně dodáván výrobcem Fy Kraus. Nebude se tím pádem jednat o nestandardní výrobu, což bude zohledněno nižší cenou.

3.3 Výška dráhy

Dle investora dle 2.1, bylo dohodnuto, že výška hnané horizontální tratě, bude volně nastavitelná v intervalu $< h_{\min} = 600 \text{ mm}, h_{\max} = 700 \text{ mm} >$, pomocí šroubů a matic. Protože, betonová plocha, na které bude poháněná válečková trať umístěna, není ideálně rovná a místy narušena používáním. Proto jednotlivé nepřesnosti bude vykrývat aretace patek. Celá instalace se po výškové korektuře zkontroluje zaměřovacím přístrojem.

$$h_{\max} = 700 \text{ mm}$$

$$h_{\min} = 600 \text{ mm}$$



Obr. 3.1 Výškově nastavitelná patka

3.4 Výpočty poháněné části

Počet válečků pod břemenem

Zde je nutno připomenout, že v praxi nelze přesně počítat s roztečí $t_v = 250 \text{ mm}$ (ta je pouze orientační), protože až se bude propočítávat skutečná rozteč, tak aby vyhovovala skutečné vzdálenosti os řetězových kol, dojde v praxi v naddimenzování únosnosti, protože mi výpočtová rozteč bude sloužit jako mezní hranice. To znamená, že zesílím únosnost celé válečkové poháněné trati.

Největší břemeno hmotnosti $m_{\max} = 2\,000 \text{ kg}$ má svou tíhu rozloženou na úseku $L_b = 6\,000 \text{ mm}$ podepřenou válečky o rozteči $t_v = 250 \text{ mm}$ z toho vyplývá vztah pro počet válečků pod břemenem k_l

$$k_1 = \frac{L_b}{t_v} \quad [ks] \quad (3)$$

$$k_1 = \frac{6\,000}{250} \quad [ks]$$

$$k_1 = 24 \text{ ks}$$

Hmotnost působící na jeden váleček

Z předchozí podkapitoly počet válečků pod břemenem, je nutno spočítat jaká hmotnost q [kg] bude působit na právě jeden váleček, tato hmotnost bude sloužit k dopočítání dílčích odporů a celkového výkonu pohonu horizontální válečkové tratě.

$$q = \frac{m_{max}}{k_1} \quad [kg] \quad (4)$$

kde:

$$m_{max} \quad [kg] \quad \text{maximální hmotnost břemene, } m_{max} = 2\,000 \text{ kg}$$

$$q = \frac{2\,000}{24} \quad [kg]$$

$$q = 83,3 \text{ kg}$$

Počet dopravovaných předmětů

Jelikož se v našem případě nejedná o nepřetržitou dopravu, není potřeba počítat dopravní výkon dráhy. Dráha slouží, jako jakýsi manipulátor v další technologické operaci. Břemena se na ní nepohybují nepřetržitě, nýbrž v postupných krocích určených obsluhou pily a hnané horizontální válečkové tratě.

Počet válečků

Celkový výpočtový počet válečků na válečkové dráze C_{pl} [10], je podíl $L_d = 7\,500$ mm ku rozteči $t_v = 250$ mm. Nutno připomenou, že konečný počet válečků bude vyšší, díky finálnímu dopočítání osové vzdálenosti.

$$C_{pl} = \frac{L_d}{t_v} \quad [ks] \quad (5)$$

$$C_{pl} = \frac{7\,500}{250} \quad [ks]$$

$$C_{pl} = 30 \text{ ks}$$

Počet poháněných válečků pod jedním předmětem

Dle [9] je výpočet určen vztahem:

$$K_p \geq K_1 \cdot \frac{\frac{e}{R} + 0,005 + \left(1 + \frac{m_v}{q}\right) \cdot \frac{f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R}}{f + \frac{e}{R} + 0,005 + \left(1 + \frac{m_v}{q}\right) \cdot \frac{f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R}} \quad [ks] \quad (6)$$

kde:

K_p [ks] počet válečků pod předmětem

K_l [ks] počet válečků pod předmětem

e [-] rameno valivého odporu, pro dvojici ocel – ocel je $e = 0,005$

R [mm] poloměr válečku, $R = 0,054$ mm

m_v [kg] hmotnost rotující části válečku, $m_v = 13$ kg

q [kg] hmotnost působící na jeden váleček, $q = 83,3$ kg

$f_{\check{c}}$ [-] součinitel čepového tření, dle [8] $f_{\check{c}} = 0,02$

$r_{\check{c}}$ [m] poloměr čepu, dle [1] $r_{\check{c}} = 0,0125$ m

f [-] součinitel smykového tření mezi válečkem a předmětem, dle [8] $f = 0,3$

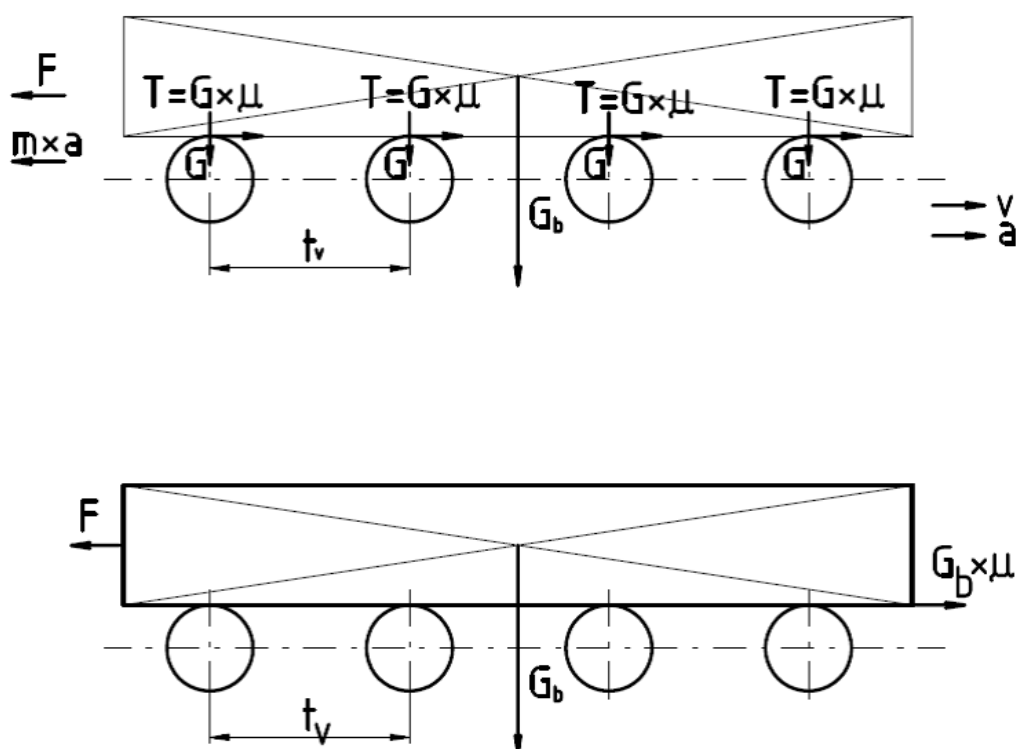
$$K_p \geq 24 \cdot \frac{\frac{0,000002}{0,054} + 0,005 + \left(1 + \frac{13}{83,3}\right) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0125}{0,054}}{0,3 + \frac{0,000002}{0,054} + 0,005 + \left(1 + \frac{13}{83,3}\right) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0125}{0,054}} \quad [ks]$$

$$K_p \geq 0,005$$

3.5 Odpor působící na jeden váleček

Složka z vlastní tíhy předmětu

Jedná se o sílu potřebnou k zvedání či spouštění předmětu. Počítáme ji jen u tratí šikmých. Pro jednodušší pochopení celé problematiky slouží obr. 3.2. V našem případě se jedná o vodorovnou trať, takže: w_1 – odpor ze složky vlastní tíhy [N] má nulovou hodnotu, neboť sinus úhlu válečkové tratě je roven nule.



Obr. 3.2 Schéma rozložení tíhy břemene na válečcích poháněné válečkové tratí

$$w_1 = \pm q \cdot g \cdot \sin \beta \quad [N] \quad (7)$$

kde:

β_s $[^\circ]$ úhel sklonu válečkové dráhy, $\beta_s = 0^\circ$

$$w_1 = \pm 83,3 \cdot g \cdot \sin 0 \quad [N]$$

$$w_1 = 0 \, N$$

Odpor vlivem valivého a čepového tření

V mém případě překonávám, jak odpor vlivem čepového tření, který je charakterizován, jako, otočné spojení různých členů mechanismu je provedeno čepem uloženým v ložisku. Ve stykové ploše mezi čepem a ložiskem vzniká tření, které působí proti smyslu pohybu. Tak odpor valivého tření, vznikající vlivem pevného tělesa kruhovitého průřezu valícího se po pevné podložce. Příčinou je stlačování a deformace podložky a válečku.

Odpor vlivem valivého a čepového tření w_2 je určen:

$$w_2 = q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \frac{e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \quad [N] \quad (8)$$

$$w_2 = 83,3 \cdot g \cdot \cos 0 \cdot \frac{0,000002 + 0,02 \cdot 0,0125_{\xi}}{0,054} + 13 \cdot g \cdot \frac{0,02 \cdot 0,125}{0,054} \quad [N]$$

$$w_2 = 4,4 \text{ N}$$

Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností

Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností w_3 se vypočítá jako 0,05 [%] z normálového zatížení válečku.

$$w_3 = 0,005 \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (9)$$

$$w_3 = 0,005 \cdot 83,3 \cdot g \cdot \cos 0 \quad [N]$$

$$w_3 = 4,08 \text{ N}$$

Celkový odpor působící na všechny válečky pod poháněným předmětem

Celkový odpor působící na jeden váleček w je součtem všech dílčích odporů

$$w = w_1 + w_2 + w_3 \cdot K_p \quad [N] \quad (10)$$

$$w = 0 + 4,4 + 4,08 \cdot 24 \quad [N]$$

$$w = 203,52 \text{ N}$$

Síla přenášená na předmět smykovým třením – předmět/poháněný váleček

Dle [9] je síla přenášená na předmět smykovým třením F určena vztahem

$$F = q \cdot g \cdot k_p \cdot f \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (11)$$

kde:

k_p [ks] počet poháněných válečků pod předmětem, $k_p = 24$ ks

$$F = 83,3 \cdot g \cdot 24 \cdot 0,3 \cdot \cos 0 \quad [N]$$

$$F = 5\,883,5 \, N$$

Celkový odpor proti pohybu předmětu

Musí platit podmínka - síla přenášená na předmět smykovým třením F je větší než celkový odpor působící na jeden váleček w

$$F > w \quad (12)$$

$$5\,883,6 \, N > 203,5 \, N$$

3.6 Výpočet výkonu

Výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb po trati

Obecně se výkon vypočítá ze vzorce $P = F \cdot v$ [W], v mém případě jde o identický postup, výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb je doplněn o silové působení všech dílčích silových účinků vynásoben rychlostí dráhy a podělen o celkovou účinnost.

$$P_r = \left\{ m_1 \cdot k_1 \cdot q \cdot g \left[\mp \sin \beta + \cos \beta \cdot \left(\frac{e \cdot f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \right) + 0,005 \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \cdot C_p \right\} \cdot \frac{v}{\eta} \quad [W] \quad (13)$$

kde:

m_i [ks] počet dopravovaných předmětů na dráze, $m_i = 1$ ks

k_l [ks] počet válečků pod jedním předmětem, $k_l = 24$ [ks]

η [-] účinnost mechanického převodu řetězu, $\eta = 0,8$ [-]

v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] dopravní rychlost dráhy, zadáno $v = 0,25$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$P_r = \left\{ 1 \cdot 24 \cdot 83,3 \cdot g \left[\mp \sin 0 + \cos 0 \cdot \left(\frac{0,005 \cdot 0,02 \cdot 0,0125}{R0,054} \right) + 0,005 \right] + \right. \\ \left. 13 \cdot g \cdot \frac{0,02 \cdot 0,0125}{0,054} \cdot 30 \right\} \cdot \frac{0,25}{0,8} \text{ [W]}$$

$$P_r = 632 \text{ W}$$

Přídavný výkon při zastavení předmětu na dráze

Dle [9] se přídavný výkon při zastavení předmětu na dráze P_1 určí dle vztahu:

$$P_1 = m_i \cdot q \cdot k_1 \cdot g \cdot f \cdot \frac{v}{\eta} \text{ [W]} \quad (14)$$

$$P_1 = 1 \cdot 83,3 \cdot 24 \cdot g \cdot 0,3 \cdot \frac{0,25}{0,8} \text{ [W]}$$

$$P_1 = 1\,836,7 \text{ W}$$

Celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na dráze

Dle [10] je celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na trati P_{cr} součtem všech dílčích výkonů spočítaných na poháněné válečkové horizontální trati.

$$P_{cr} = P_r + P_1 \text{ [W]} \quad (15)$$

$$P_{cr} = 632 + 1\,836,7 \text{ [W]}$$

$$P_{cr} = 2\,468,7 \text{ W}$$

4 NÁVRH POHONU

4.1 Výkon elektromotoru

Vzhledem k malé zástavbové ploše nechci používat motor s jmenovitým výkonem 3 kW. Rozměry takto výkonné motorové jednotky neumožňuje snadnou montáž a demontáž, proto je nutno použít motory s menšími rozměry. Ideální rozměry pro ten účel má motor o výkonu $P_j = 1,1$ kW. Navíc je zde výhoda, že při použití více motorových jednotek, není řetěz tolik namáhán, jako při jednom motoru. Ale nutno dodat, že celou věc je třeba rozhodnout s investorem, protože tři malé jednotky o nižším výkonu budou nákladnější než jedna, která svým výkonem dokáže pokrýt celou trať. Nyní přejdu k výpočtu celkového počtu motorů S_m .

$$S_m = \frac{P_{cr}}{P_j} \quad [ks] \quad (16)$$

kde:

P_j [kW] jmenovitý výkon navrženého motoru, $P_j = 1,1$ [kW]

$$S_m = \frac{2,468}{1,1} \quad [ks]$$

$$S_m = 2,24 \rightarrow S_m = 3 \text{ ks}$$

Výsledek je nutno zaokrouhlit na celé číslo směrem nahoru, v praxi to znamená, že použiji 3 motory o výkonu $P_j = 1,1$ [kW]

Pro výkon válečkové trati P_t [W] vynásobím celkový počet motorů jejich jmenovitým výkonem

$$P_t = S_m \cdot P_j \quad [kW] \quad (17)$$

$$P_t = 3 \cdot 1,1 \quad [kW]$$

$$P_t = 3,2 \text{ kW}$$

V praxi musí platit podmínka, že celkový výkon potřebný pro rovnoměrný pohyb na trati P_{cr} je menší než výkon válečkové trati P_t , dochází zde k naddimenzování výkonu, což

v praxi není nikdy na škodu, protože je možno za mimořádných událostí krátkodobě přetížít pohonnou jednotku.

Platí podmínka:

$$P_t > P_{cr} \quad (18)$$

$$3,3 \text{ kW} > 2,46 \text{ kW}$$

4.2 Výpočet otáček válečku

Ze zadání je známo, že jedny ze základních podmínek investora jsou:

průměr válečku $d_v = 0,108 \text{ m}$

dopravní rychlost dráhy $v = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Ze základního vzorce pro dopravní rychlost dráhy $v = \pi \cdot d \cdot n_v$ je možno určit výpočtové otáčky dopravního válečku n_v

$$n_v = \frac{v}{\pi \cdot d_v} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (19)$$

$$n_v = \frac{0,25}{\pi \cdot 0,108} \quad [\text{s}^{-1}]$$

$$n_v = 0,73720217 \text{ s}^{-1} = 44,23213 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky výstupního hřídele převodové skříně

V předchozím výpočtu jsem spočítal výpočtové otáčky, z praxe vím, že výrobci např. NORD, mají otáčky katalogové, to znamená, že je třeba přiřadit nejbližší možné otáčky navrhované výrobcem. S investorem byla domluvena podmínka, že rychlost bude dodržena s přesností $\pm 5 \%$, to je interval $< 42 - 46,4 > \text{min}^{-1}$. V praxi se stává velice zřídka, že otáčky vyjdou naprosto ve shodě s výrobcem nabízeným sortimentem.

4.3 Pohon od firmy NORD drivesystems

Pro pohon horizontální válečkové trati jsem si vybral společnost NORD. Již dříve jsem s jejich produkty přišel do styku a velice dobře se mi osvědčily. NORD patří k celosvětové

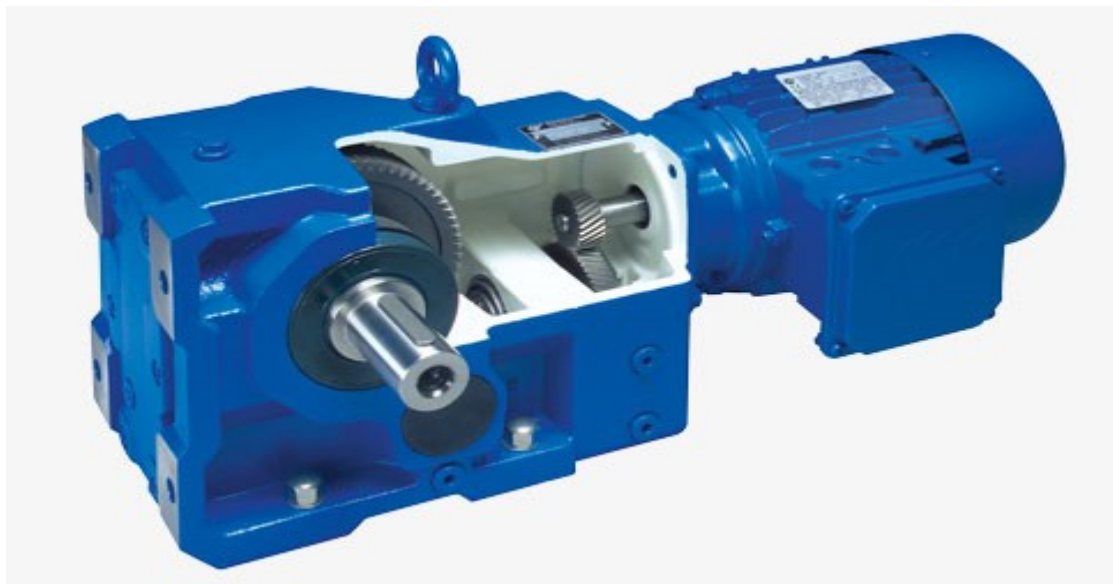
špičce v oboru pohánecí techniky – pro mechanická a elektronická řešení. Od počátku staví NORD svými iniciativami a velmi kvalitními pohony laťku velmi vysoko. V 80 - letech vyvinuli inženýři NORDu nejdůležitější inovaci ve stavbě převodovek. Koncept blokové skříně, což znamená sjednocení všech převodových elementů v jednom rozděleném tělese. Tato konstrukce s sebou přinesla mimo jiné větší provozní bezpečnost a snížení hlučnosti, vyšší krouticí momenty, axiální a rotační únosnost, stejně tak i nižší nároky na údržbu a delší životnost. Proto se na trhu koncept blokové skříně rychle rozšířil a dodnes je standardem.

Popis převodovky

Nová generace převodovek NORD byla vyvinuta na principu blokové skříně. Toto provedení je použito u všech patkových, přírubových a násuvných převodovek.

Blokové provedení skříně znamená, že skříň není rozdělena dělicí rovinou a všechna ložiska jsou uložena v jednom bloku. Blokové skříně jsou vyráběny na nejmodernějších CNC obráběcích strojích na jedno upnutí. Vysoká přesnost, tuhost a pevnost jsou charakteristické vlastnosti blokové skříně. Nedochází zde ke tření mezi výstupními částmi a skříní převodovky při momentovém zatížení nebo extrémní radiální silou.

Kuželočelní převodovka





Obr. 4.1 Kuželočelní převodovka s motorem

Zvolený typ převodovky SK9012.1-80S/4

Dle katalogu NORD musím zvolit kuželočelní třístupňovou převodovku v intervalu $< 42 - 46,4 >$. Nejbližší přijatelná hodnota je s otáčkami na výstupním hřídeli $n_z = 44 \text{ min}^{-1}$. Podmínka je splněna, jelikož n_z leží v intervalu $< 42 - 46,4 >$.

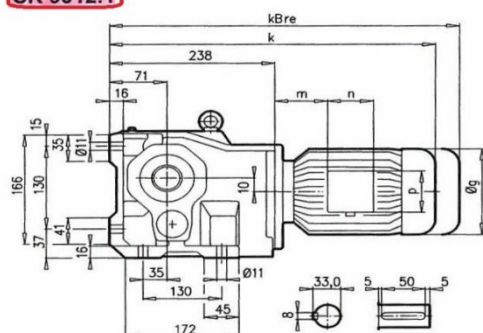
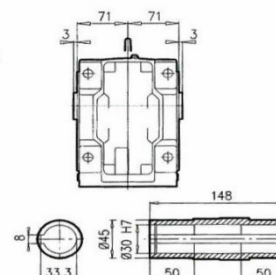
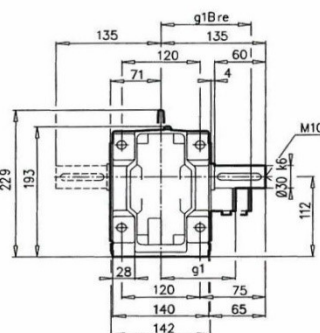
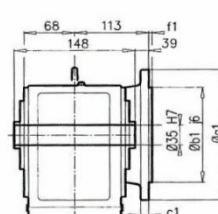
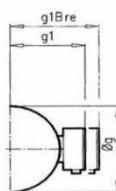
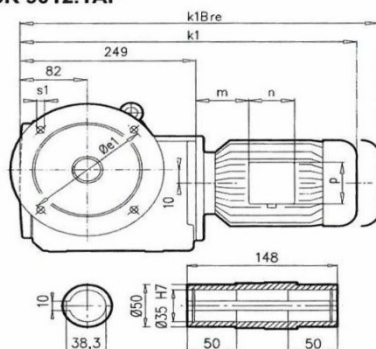
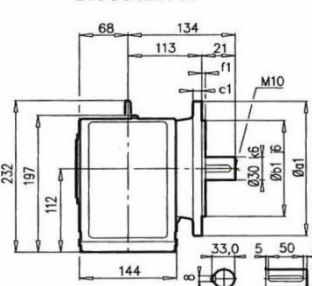
Jedná se o typ SK 9012.1-90S/4, kdy výstupní otáčky převodovky jsou $n_p = 44 \text{ min}^{-1}$, hmotnost je 42 kg, převodový poměr $i_{ges} = 31,45$ a točivý moment $M_2 = 239 \text{ N}\cdot\text{m}$.

1,10 kW

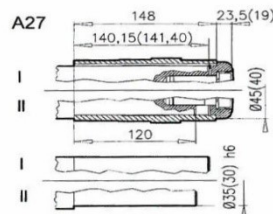



P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_B	i_{ges}	F_R [kN]	F_A [kN]	F_{RVL} [kN]	F_{AVL} [kN]		kg	mm
1,10	27	389	1,5	52,48	7,2	12,0	-	-	SK 92772 - 90S/4	52	D64-65
	30	350	1,4	45,93	7,4	12,0	-	-			
	34	309	1,5	40,77	7,6	12,0	-	-			
	38	276	2,4	36,61	7,8	12,0	-	-			
	44	239	2,6	32,04	7,9	12,0	-	-			
	49	214	2,8	28,44	8,0	12,0	-	-			
	78	135	3,1	17,83	8,2	12,0	-	-			
	17	618	1,0	81,38	7,2	20,0	9,0	20,0	SK 9016.1 - 90S/4	43	D70-71
	19	553	1,1	71,88	7,8	20,0	9,0	20,0			
	22	478	1,3	63,97	8,4	20,0	9,0	20,0			
	27	389	1,6	52,44	8,9	20,0	9,0	20,0			
	30	350	1,7	46,11	9,0	20,0	9,0	20,0			
	34	309	1,9	40,92	9,0	20,0	9,0	20,0			
	40	263	2,3	34,81	9,0	20,0	9,0	20,0			
	46	228	2,6	30,52	9,0	20,0	9,0	20,0			
	22	478	0,8	62,74	3,8	20,0	7,9	20,0	SK 9012.1 - 90S/4	42	D66-67
	25	420	1,0	55,17	4,8	20,0	8,5	20,0			
	28	375	1,1	48,95	5,4	20,0	8,8	20,0			
	33	318	1,3	41,65	6,0	20,0	9,0	20,0			
	40	263	1,5	34,81	6,4	20,0	9,0	20,0			
	44	239	1,7	31,45	6,6	20,0	9,0	20,0			
	50	210	1,9	27,65	6,7	20,0	9,0	20,0			
	57	184	2,2	24,53	6,9	19,4	9,0	19,4			
	67	157	2,6	20,87	7,0	18,7	9,0	18,7			
	80	131	2,9	17,45	7,1	17,9	9,0	17,9			
	91	115	3,3	15,30	7,1	17,3	9,0	17,3			
	114	92	2,4	12,23	7,2	16,2	9,0	16,2			
	129	81	2,5	10,85	7,2	15,7	9,0	15,7			
	151	70	2,8	9,23	7,2	15,1	9,0	15,1			
	172	61	2,9	8,09	7,2	14,6	9,0	14,6			

Obr. 4.2 Parametry převodovky

SK 9012.1**SK 9012.1****SK 9012.1AX****SK 9012.1AF****SK 9012.1VF**

a1	b1	c1	e1	f1	s1
200	130	12	165	3,5	4 x 11

SK 9012.1AFB(AXB)

± A45	63 S/L	71 S/L	80 S/L	90 S/L	100 L	112 M	
g	130	145	165	183	201	228	
g1 / g1Bre	115 / 123	124 / 133	142 / 143	147 / 148	169 / 159	179 / 170	
k1 / k1Bre	445 / 501	485 / 543	510 / 574	551 / 626	581 / 672	604 / 697	
k / kBre	434 / 490	474 / 532	499 / 563	540 / 615	570 / 661	593 / 686	
m / mBre	16 / 23	42 / 44	47 / 51	52 / 56	58 / 62	74 / 78	
n / nBre	100 / 132	100 / 132	114 / 153	114 / 153	114 / 153	114 / 153	
p / pBre	100 / 87	100 / 87	114 / 108	114 / 108	114 / 108	114 / 108	



⇒ D103

D66

G1000

www.nord.com

Obr. 4.3 Rozměry převodovky

Převodovka je poháněna motorem NORD, který je uzavřený s kotvou na krátko a vlastním chlazením v třífázovém provedení, Vinutí motoru je prováděno v izolační třídě F, při teplotě do 40°C a nadmořské výšce do 1000 m. Nejvyšší přípustná teplota vinutí je 155°C.



1500 min ⁻¹ 50 Hz				230/400V & 400/690V - S1								EFF2			
	P _N [kW]	n _N [min ⁻¹]	I _N (230/400V) [A]	I _N (400/690V) [A]	cos φ	η(4/4xP _N) [%]	η(3/4xP _N) [%]		M _N [Nm]	M _A /M _N	M _K /M _N	I _A /I _N	L _{PA} dB(A)	L _{WA} dB(A)	J [kgm ²]
63S/4	0,12	1335	0,95 / 0,55		0,64	49,9	*	*	0,86	2,7	2,7	2,9	44	52	0,00021
63L/4	0,18	1360	1,18 / 0,68		0,64	56,2	*	*	1,26	2,5	2,6	3,3	44	52	0,00028
71S/4	0,25	1380	1,32 / 0,76		0,77	61,6	*	*	1,73	2,2	2,1	3,3	49	57	0,00072
71L/4	0,37	1380	1,89 / 1,09		0,71	64,4	*	*	2,56	2,0	2,4	3,6	49	57	0,00086
80S/4	0,55	1375	2,63 / 1,52		0,73	71,5	*	*	3,82	1,9	2,0	3,3	51	59	0,00109
80L/4	0,75	1375	3,64 / 2,10		0,74	69,6	*	*	5,21	2,0	2,1	3,5	51	59	0,00145
90S/4	1,10	1395	4,87 / 2,81		0,74	76,2	75,9	EFF2	7,53	2,3	2,6	4,4	53	61	0,00235
90L/4	1,50	1395	6,15 / 3,55		0,78	78,5	78,2	EFF2	10,3	2,3	2,6	4,8	53	61	0,00313
100L/4	2,20	1440	9,04 / 5,22		0,74	81,1	81,1	EFF2	14,6	2,3	3,0	5,1	56	64	0,0045
100LA/4	3,00	1415		6,54 / 3,78	0,80	82,6	82,4	EFF2	20,2	2,5	2,9	5,4	56	64	0,006

Obr. 4.4 Elektromotor 1,1 kW

4.4 Dopočítané hodnoty s přiřazenou převodovkou

Skutečná dopravní rychlost dráhy

Po navržení převodovky SK 9012.1-90S/4 s výstupními otáčkami $n_p = 44 \text{ min}^{-1}$, je nutno překontrolovat skutečnou dopravní rychlost v_{skut} v rámci navržené převodovky jestli vyhovuje toleranci $\pm 5 \%$.

$$v_{skut} = \pi \cdot d_v \cdot n_p \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (20)$$

$$v_{skut} = \pi \cdot 0,108 \cdot \frac{44}{60} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_{skut} = 0,248 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

Podmínka je splněna.

Doba rozběhu předmětu

Dobu rozběhu válečku t_s je možno vyjádřit ze vztahu:

$$a = \frac{v_{skut}}{t_s} \rightarrow t_s = \frac{v_{skut}}{a} \quad [s] \quad (21)$$

$$t_s = \frac{v_{skut}}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[\cos \beta \cdot \left(f - \frac{2 \cdot e}{d_v} - \frac{k_1}{k_p} \cdot \sin \beta \right) \right]} \quad [s] \quad (22)$$

$$t_s = \frac{0,248}{\frac{24}{24} \cdot g \cdot \left[\cos 0 \cdot \left(0,3 - \frac{2 \cdot 0,005}{0,104} - \frac{24}{24} \cdot \sin 0 \right) \right]} \quad [s]$$

$$t_s = 0,120 \text{ s}$$

Třecí moment na dráze

Třecí moment na dráze M_{tr} se určí z následujícího vztahu:

$$M_{tr} = m_i \cdot k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot f \cdot \frac{R}{i_c \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (23)$$

$$M_{tr} = 1 \cdot 24 \cdot 83,3 \cdot g \cdot \cos 0 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,054}{31,45 \cdot 0,7} \quad [Nm]$$

$$M_{tr} = 14,5 \text{ Nm}$$

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot

Pro moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot M_{zpr} platí vztah:

$$M_{zpr} = m_i \cdot m_{max} \cdot \frac{v \cdot R}{t_s \cdot i_c \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (24)$$

$$M_{zpr} = 1 \cdot 2\,000 \cdot \frac{0,248 \cdot 0,054}{0,121 \cdot 32,26 \cdot 0,7} \quad [Nm]$$

$$M_{zpr} = 10,1 \text{ Nm}$$

Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega \cdot v_{skut}}{t_s} = \frac{2 \cdot v_{skut}}{t_s \cdot d_v} \quad [s^{-2}] \quad (25)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,248}{0,0120 \cdot 0,108} \quad [s^{-2}]$$

$$\varepsilon = 38,2 \, s^{-2}$$

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_s^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (26)$$

$$J = 13 \cdot 0,054^2 \quad [kg \cdot m^2]$$

$$J = 0,038 \, kg \cdot m^2$$

Moment od zrychlujících sil rotujících hmot na válečkové trati

$$M_{zvt} = k_{pvl} \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{t_{ges} \cdot \eta} \quad [Nm] \quad (27)$$

kde:

k_{pvl} [ks] počet poháněných válečků válečkové trati, $k_{pvl} = 30$ [ks]

$$M_{zvt} = 30 \cdot 0,038 \cdot 38,2 \cdot \frac{1}{32,26 \cdot 0,7} \quad [Nm]$$

$$M_{zvt} = 1,92 \, Nm$$

Moment od stálých odporů na válečkové trati

$$M_{sor} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P_{cr}}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad [Nm] \quad (28)$$

kde:

n_m [min⁻¹] otáčky elektromotoru, z [10] je $n_m = 1383$ [min⁻¹]

$$M_{sor} = \frac{2\,460 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,383} \quad [Nm]$$

$$M_{sor} = 17 \, Nm$$

Rozběhový moment na hřídeli při rozběhu motoru na válečkové trati

$$M_{mr} = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_{pj} \cdot s_m}{\omega_m} \quad [Nm] \quad (29)$$

$$M_{mr} = 3,1 \cdot \frac{3 \cdot 1\,100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,383} \quad [Nm]$$

$$M_{mr} = 70,6 \, Nm$$

kde:

$\frac{M_z}{M_n}$ [-] poměrný záběrný moment, z [26] je $\frac{M_z}{M_n} = 3,1$

$$M_{mr} = 3,1 \cdot \frac{3 \cdot 1\,100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,383} \quad [Nm]$$

$$M_{mr} = 70,6 \, Nm$$

Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru válečkové trati

Všechny takto získané momenty je nutno sečíst a porovnat se skutečným rozběhovým momentem (takzvanou hodnotou na štítku převodovky M_{mr})

$$M_{roz} = M_{tr} + M_{zpr} + M_{zvt} + M_{sor} \quad [Nm] \quad (30)$$

$$M_{roz} = 14,5 + 10,1 + 1,92 + 17 \quad [Nm]$$

$$M_{roz} = 43,52 \, Nm$$

Vyhodnocení rozběhového krouticího momentu

$$M_{mr} > M_{roz} \tag{31}$$

$$70,6 \text{ Nm} > 43,5 \text{ Nm}$$

Podmínka je splněna

Kdyby tato podmínky nebyla splněna, bylo by nutno zvětšit výkon elektromotoru a přiřadit silnější převodovku se stejným převodovým poměrem $i_{ges} = 31,45$.

5 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Návrh řetězového převodu je proveden dle [12].

5.1 Otáčky řetězového kola

V kapitole 4.2.1. výpočet výpočtových otáček jsem dle zadané dopravní rychlosti $v = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, v našem případě po navržení převodovky viz. kapitola 4.3.2. zvolený typ převodovky Sk 9022.1-112 M/4 docílil dopravní rychlosti $v_{skut} = 0,248 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při otáčkách $n_p = 44 \text{ min}^{-1}$ a výkon motoru $P_j = 1,1 \text{ kW}$. Zde uplatním tyto vypočtené hodnoty, pro odečet hodnot z diagramu viz. obr.5.1.

Zde je nutno připomenout, že až do tohoto okamžiku jsem nevěděl, zdali řetěz 16 - B, který mi standardně nabízí Fa KRAUS vyhovuje (za předpokladu, že by nevyhovoval bylo by nutné výpočet opakovat s větším řetězem 20 – B), a nebo zvolit víceřadou variantu, což by bylo dražší díky nestandardní výrobě a navíc by mi zmenšila nosnou plochu válečku, neboť řetězka by byla dvakrát širší. Z obr. 3.2 provedu předběžnou kontrolu, zdali řetěz 16 - B vyhovuje. Dle normy vyhovuje, proto je možné ve výpočtu nadále pokračovat.

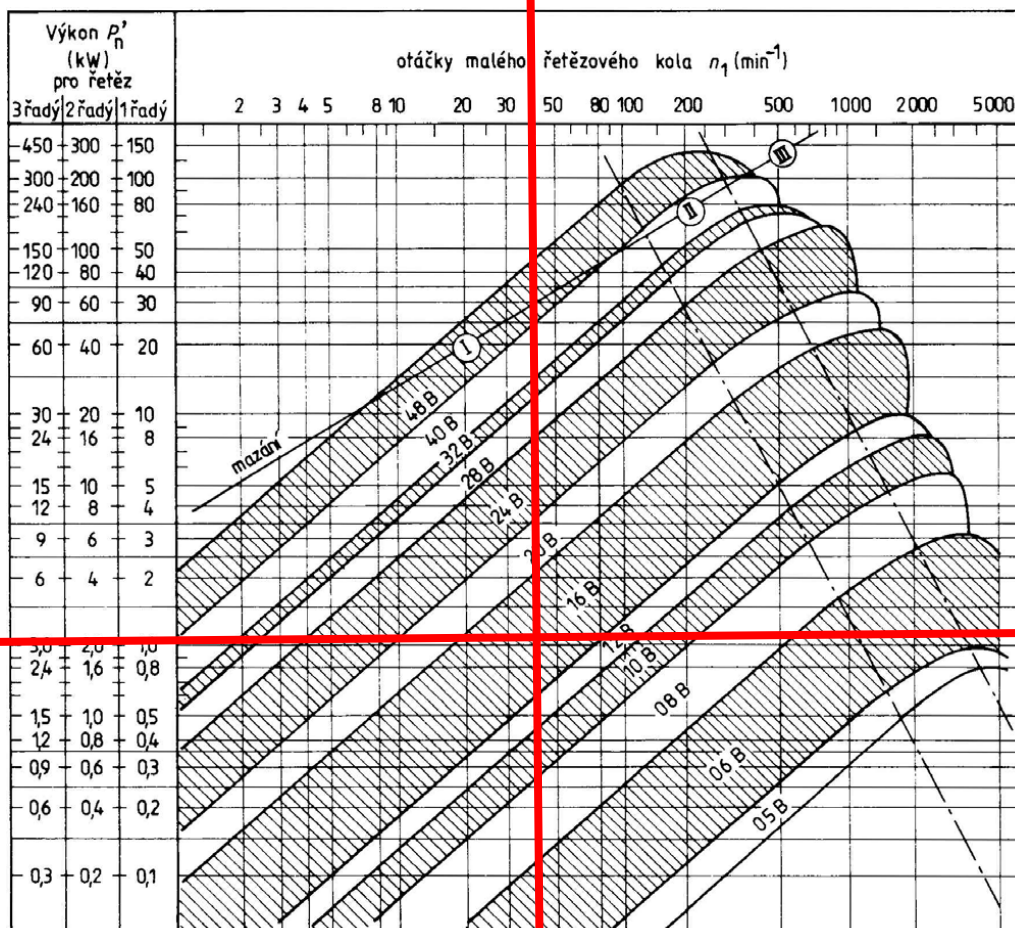
5.2 Hodnota převodového poměru převodovka / řetězka

Z převodovky SK9022.1 – 112M4 je vyvedena hřídel $\varnothing 30 \text{ mm}$, pro spojení s kolem využívá pero P8 na tuto hřídel se připevní řetězové kolo s třinácti zuby stejného profilu jako na hnaném válečku firmy Kraus. Zde jsem nechtěl dále zatěžovat mechanismus dalším převodem, protože to díky z převodování převodovky to nebylo třeba, proto jsem volil stejný počet zubů jak na hnacím, tak na hnaném kole, přesto přidávám výpočet.

$$i_{př} = \frac{n_p}{n_v} \quad [-] \quad (32)$$

$$i_{př} = \frac{44}{44} \quad [-]$$

$$i_{př} = 1$$



Obr. 5.1 Diagram pro volbu řetězu ze jmenovitého výkonu a otáček pastorku dle ČSN 01 4809

5.3 Počet zubů hnacího řetězového kola

Tento výpočet je pouze informativní, pouze potvrzuje můj záměr, vytvořit převod s $i=1$.

$$z_1 = \frac{z_2}{i} \quad [-] \quad (33)$$

kde:

z_2 [ks] počet zubů hnaného řetězového kola, $z_2=13$

$$z_1 = \frac{13}{1} \quad [-]$$

$$z_1 = 13$$

6 VÁLEČKOVÝ ŘETĚZ

6.1 Parametry řetězu

Válečky Fa KRAUS jsou standardně osazeny řetězovými koly s počtem zubů 13, dle DIN 8187 TYP 16 – B. Ze zdroje [8], [25], [27].

Hodnoty typu 16 - B:

Rozteč řetězu $P = 25,4$ mm

Plocha kloubu řetězu $A = 210$ mm²

Síla při přetržení řetězu $F_{pt} = 58$ kN

Hmotnost 1 m řetězu $m_f = 2,7$ kg

Válečkové řetězy

Evropská konstrukce

DIN 8187/ISO R606-1984

Materiál

Zušlechtěná ocel

Jednořadé

Obj. číslo	ISO značení	Obchodní značení Rozteč x vnitřní šířka	Rozteč p	Vnitřní šířka b1	Ø válečku d1	Ø čepu d2	g max.	a2 max.	Min. pevnost dle výrobce F _B [kN]	δ ₀ kg/m
I 00112	04 B-1	6 x 2.8 mm	6	2.80	4.00	1.85	5.0	7.4	3.0	0.12
I 00113	05 B-1	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	8.6	4.6	0.18
I 00046	06 B-1**	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	13.5	9.1	0.41
I 00370	081-1*	1/2" x 1/8" VELO	12.7	3.30	7.75	3.63	9.9	9.2	8.2	0.28
I 00371	082-1	1/2" x 3/32" Favorit	12.7	2.38	7.75	3.66	9.9	8.1	9.8	0.28
I 00114	08 B-1*	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	17.0	18.2	0.70
I 00372	101-1	5/8" x 1/4" Favorit	15.875	6.48	10.16	5.08	14.5	15.6	23.31	0.70
I 00115	10 B-1*	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	19.6	22.7	0.95
I 00116	12 B-1*	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	22.7	29.5	1.25
I 00117	16 B-1	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	36.1	58.0	2.70
I 00118	20 B-1	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	43.2	95.0	3.60
I 00119	24 B-1	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	53.4	170.0	6.70
I 00120	28 B-1	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	65.1	200.0	8.30
I 00121	32 B-1	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	67.4	260.0	10.50
I 00122	40 B-1	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60	82.6	355.0	16.99
I 00123	48 B-1	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70	102	600	23.90

Obr. 6.1 Rozměry válečkového řetězu [25]

Pro posouzení, zda řetěz typu 16 - B pevnostně vyhovuje, je nutno provést následující výpočty. Nutno dodat, že pokud by řetěz bezpečně nevyhovoval, musel bych transportní válečky osadit většími řetězkami 20 – B, jež přenesou větší sílu, které by mi musela Fa Kraus na zakázku vyrobit, ale jednalo by se o nestandardní výrobu a to by mělo za následek vyšší cenu.

6.2 Rychlost řetězu

$$v_r = \pi \cdot d_r^2 \cdot \frac{n_z}{60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (34)$$

kde:

d_r [m] průměr roztečné kružnice hnaného kola, $d_r = 0,0916$ m

v_r [$m \cdot s^{-1}$] rychlost řetězu, $v_r = 0,2121$ $m \cdot s^{-1}$

$$v_r = \pi \cdot 0,0916^2 \cdot \frac{44}{60} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_r = 0,2121 \, m \cdot s^{-1}$$

6.3 Silové poměry řetězu

Pro sílu působící na obvodu řetězového kola F_o platí vztah:

$$F_o = \frac{P_t}{v_r \cdot s_m} \quad [N] \quad (35)$$

kde:

P_t [W] výkon válečkové trati, $P_t = 3\,300$ [W]

$$F_o = \frac{3\,300}{0,2121 \cdot 3} \quad [N]$$

$$F_o = 5\,186 \, N$$

Odstředivá síla působící na obvodu řetězového kola

Norma uvádí, že při rychlosti do $4 \, m \cdot s^{-1}$, se odstředivá síla zanedbává, protože se svým silovým působením přispívá celkovému zatížení minimálně. Pro úplnost výpočet odstředivé síly F_c přesto uvádím.

$$F_c = m_f \cdot v_f^2 \cdot d_r \quad [N] \quad (36)$$

$$F_c = 1,25 \cdot 0,2121^2 \cdot 0,0916 \text{ [N]}$$

$$F_c = 0,005 \text{ N}$$

Bezpečnost proti přetížení při statickém zatížení

Koeficient bezpečnosti proti přetržení řetězu K_s je síla při přetržení řetězu udávaná výrobcem (viz. [29]) ku součtu všech působících sil, musí být roven nebo větší než sedm.

$$K_s = \frac{F_{pt}}{F_o + F_c} \text{ [-]} \quad (37)$$

kde:

$$F_{pt} \text{ [N]} \quad \text{síla při přetržení, } F_{pt} = 58\,000 \text{ N}$$

$$K_s = \frac{58\,000}{5\,186} \text{ [-]}$$

$$K_s = 11,2 \geq 7$$

Podmínka je splněna.

Bezpečnost při dynamickém zatížení

Bezpečnost při dynamickém zatížení K_d udává vztah:

$$K_d = \frac{F_{pt}}{Y \cdot F_o + F_c} \text{ [-]} \quad (38)$$

kde:

$$Y \text{ [-]} \quad \text{součinitel rázu, z [29] je } Y = 2 \text{ [-]}$$

$$K_d = \frac{58\,000}{2 \cdot 5\,186} \text{ [-]}$$

$$K_d = 5,6$$

Vyhovuje.

Výpočtový tlak u kloubu řetězu

$$P_p = \frac{F_0 + F_c}{A} \quad [MPa] \quad (39)$$

kde:

F_c [N] odstředivá síla působící na obvodu řetězového kola, $F_c = 0,005$ N

A [mm²] plocha kloubu řetězu, $A = 210$ mm²

$$P_p = \frac{5186 + 0,005}{210} \quad [MPa]$$

$$P_p = 24,69 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v kloubu řetězu

Vztah pro dovolený tlak v kloubu řetězu zní:

$$P_d = P_s \cdot \lambda \quad [MPa] \quad (40)$$

kde:

P_s [MPa] maximální tlak na kloubu řetězu, dle [29] $P_s = 32,21$ [MPa]

λ [-] součinitel tření, dle [29] $\lambda = 0,8$

$$P_d = 32,21 \cdot 0,8 \quad [MPa]$$

$$P_d = 25,8 \text{ MPa}$$

$$P_s > P_d$$

$$25,8 > 24,69$$

Podmínka splněna.

Zde by se dalo říci, že podmínka je na hraně, ale nutno dodat, že výkon ze kterého jsme počítali sílu, je značně naddimenzován, v praxi to znamená že síla bude menší.

6.4 Osová vzdálenost

Při dané rozteči a daném počtu zubů řetězových kol, musí být osová vzdálenost taková, aby délka řetězu představovala celý počet článků. K zamezení použití spojovacího článku se dál snažíme o to, aby řetěz měl sudý počet článků. Proto je účelné zjistit nejdříve počet článků řetězu a potom podle zaokrouhleného počtu vypočítat potřebnou osovou vzdálenost.

Pro normální situaci má být osová vzdálenost čtyřiceti násobkem rozteče řetězu, což pro náš případ nepřipadá v úvahu. V krajním případě je možno osovou vzdálenost volit tak, že se řetězová kola svými zuby takřka dotýkají. To má samozřejmě vliv na životnost řetězu, jelikož řetěz je s řetězovým kolem více v záběru.

Osová vzdálenost může být samozřejmě také větší než čtyřiceti násobek rozteče. V tomto případě musíme počítat s účinkem větší váhy řetězu na zatížení ložisek, (používají se nosné kladky či lišty na odlehčení) což není náš případ.

Stanovení počtu článků a délky řetězu „X“ [29]

Při dané rozteči a počtu zubů řetězových kol, musí být osová vzdálenost řetězových kol bezpodmínečně taková, aby celková délka řetězu vycházela na celý počet řetězových článků. Abych zabránil použití lemovacího spojovacího článku, je nutné, aby řetěz měl sudý počet článků. Proto musím nejdříve určit počet článků a po jeho zaokrouhlení na sudé číslo, vypočítat odpovídající osovou vzdálenost řetězových kol.

Pro součinitel C platí vztah:

$$C = \left(\frac{z_1 - z_2}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad [-] \quad (41)$$

$$C = \left(\frac{13 - 13}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad [-]$$

$$C = 0$$

Počet článků řetězu X_{250} je určen vztahem:

$$X_{250} = 2 \cdot \frac{t_v}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{c \cdot P}{t_v} \quad [-] \quad (42)$$

kde:

t_v [mm] rozteč mezi válečky, $t_v = 250$ mm

P [mm] rozteč řetězu, $P = 25,4$ mm

$$X_{250} = 2 \cdot \frac{250}{25,4} + \frac{13 + 13}{2} + \frac{0 \cdot 25,4}{250} \quad [-]$$

$$X_{250} = 32,68 \rightarrow 34 \text{ zubů}$$

Stanovení vzdálenosti os řetězových kol

$$t_{v250} = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot x - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_1 - z_2)^2} \right] \quad [mm] \quad (43)$$

$$t_{v250} = \frac{25,4}{8} \cdot \left[2 \cdot 34 - 13 - 13 + \sqrt{(2 \cdot 34 - 13 - 13)^2 - 0 \cdot (13 - 13)^2} \right] \quad [mm]$$

$$t_{v250} = 266,7 \text{ mm}$$

Z výpočtu je zřejmé, že se původně plánovaná rozteč $t_v = 250$ mm, zvětšila na $t_{vskut} = 266,7$ mm. Dochází zde k poddimenzování tratě, neboť válečky by byly řidší oproti původnímu záměru. Celý proces návrhu rozteče zopakuji a zkusím se dostat pod rozteč 250 mm. Tak jak bylo zmíněno v kapitole – Počet válečků pod jedním předmětem

$$t_v - t_{vskut}$$

Propočet počtu článků řetězu s roztečí $t_{vz} = 240$ mm

$$X = 2 \cdot \frac{t_{vz}}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{C \cdot P}{a} \quad [-] \quad (44)$$

$$X = 2 \cdot \frac{240}{25,4} + \frac{13 + 13}{2} + 0 \quad [-]$$

$$X_2 = 32 \text{ článků}$$

Nyní přepočítám novou vzdálenost os s roztečí $t_{v2} = 240 \text{ mm}$

Stanovení vzdálenosti os řetězových kol s řetězem o 32 článcích

$$t_{vfin} = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot x - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_1 - z_2)^2} \right] \quad [mm] \quad (45)$$

$$t_{vfin} = \frac{25,4}{8} \cdot \left[2 \cdot 32 - 13 - 13 + \sqrt{(2 \cdot 32 - 13 - 13)^2 - 0 \cdot (13 - 13)^2} \right] \quad [mm]$$

$$t_{vfin} = 241,3 \text{ mm}$$

Zde je nutno připomenout, zadaná rozteč mezi válečky byla $t_v = 250 \text{ mm}$, po upravení na $t_{vfin} = 241,3 \text{ mm}$ se změní počet válečků, neboť platí $250 > 241,3$. Tímto dochází ke zhušťování válečků na trati, což není na škodu, zvedá se tím únosnost celé dráhy. Upravené rozteče jsou zřejmé z obr. 6.2.



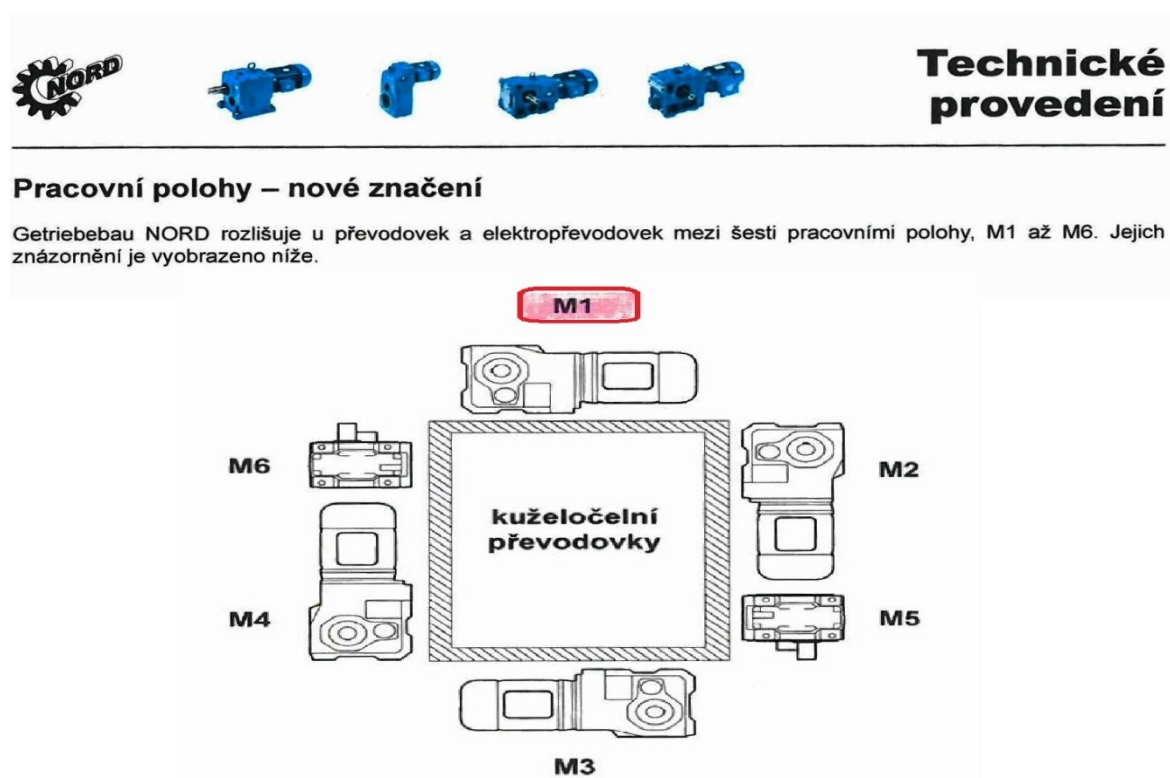
Obr. 6.2 Upravené rozteče na celkové délce dráhy 7 500 mm

Nutno dodat, že celý výpočet jsem provedl dle konkrétního počtu válečků a rozteče, přidáním jednoho válečku dochází ke zvýšení odporu na dráze (čepové a valivé tření), ale v našem případě jej můžeme zanedbat, protože jsme vždy pracovali s koeficienty a účinnostmi, které drobné změny zohledňovaly a navíc se přiřazovaly pohonné jednotky, které měly větší výkon než skutečně spočtený.

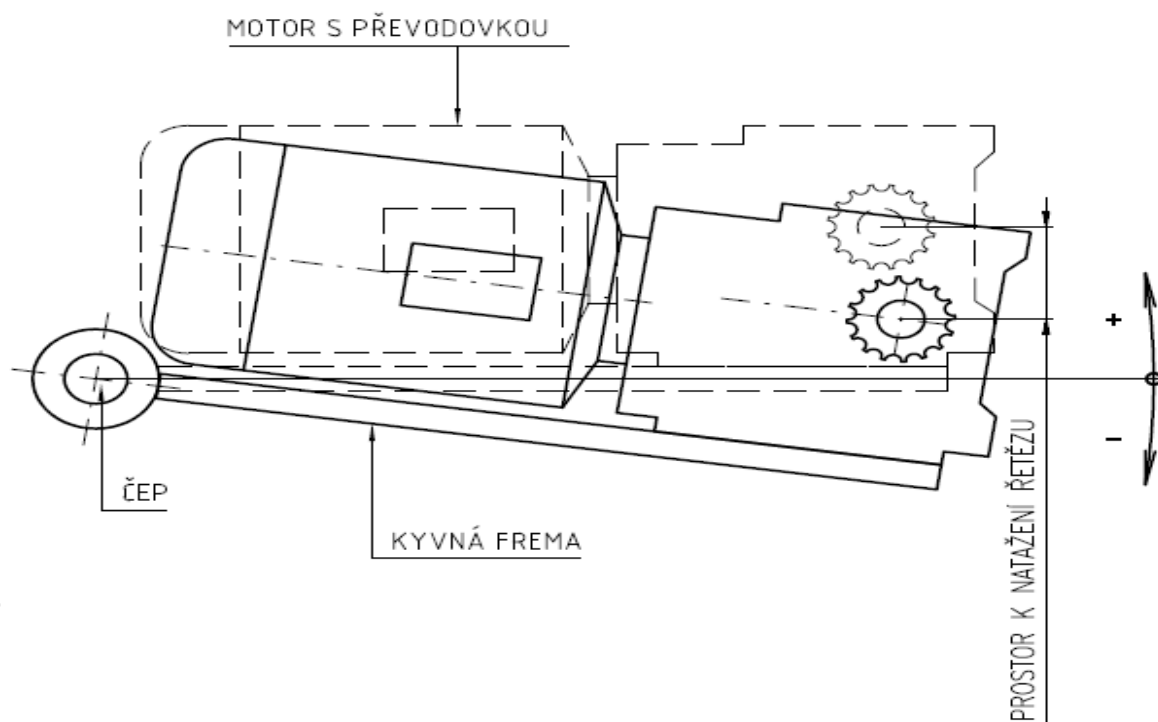
7 Pracovní režim

7.1 Napínání řetězu

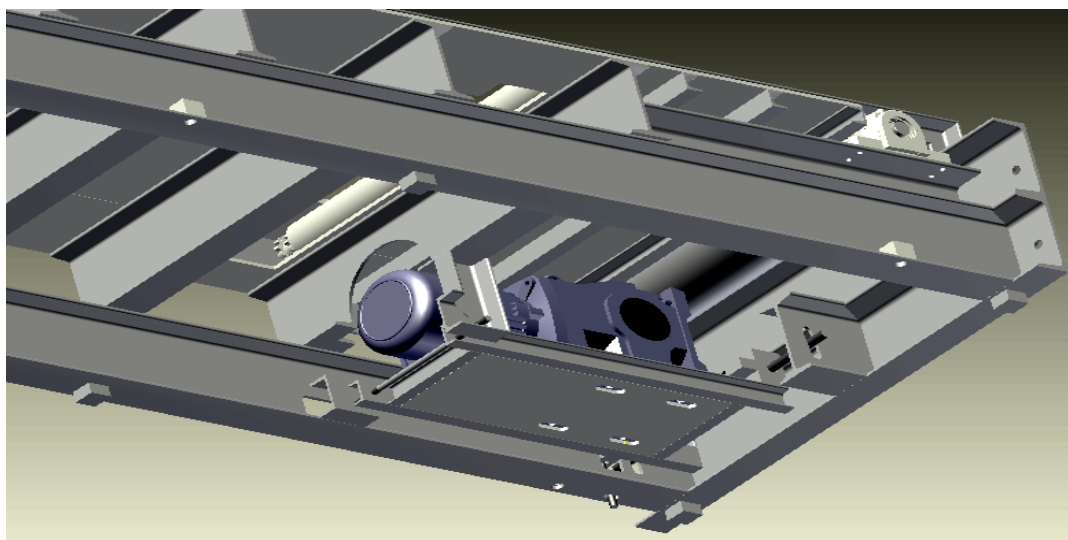
Převodovka s motorem bude v pracovní poloze M1 dle obr. 7.1 a připevněna k výkyvné fremě čtyřmi šrouby M10. Po napnutí řetězu tato aretována šroubem, který ji ustaví vůči poháněným válečkům tak, aby řetěz v případě vypnutého provozu nepřenášel žádné zatížení. Celý systém je načrtnut na obr. 7.2.



Obr. 7.1 Pracovní poloha kuželočelní převodovky, zdroj Nord



Obr. 7.2 Kynné uložení pohonu



Obr. 7.3 Detail z 3D modelu horizontální poháněné válečkové tratě

7.2 Volba vhodné koncepce pohonu válečkové trati

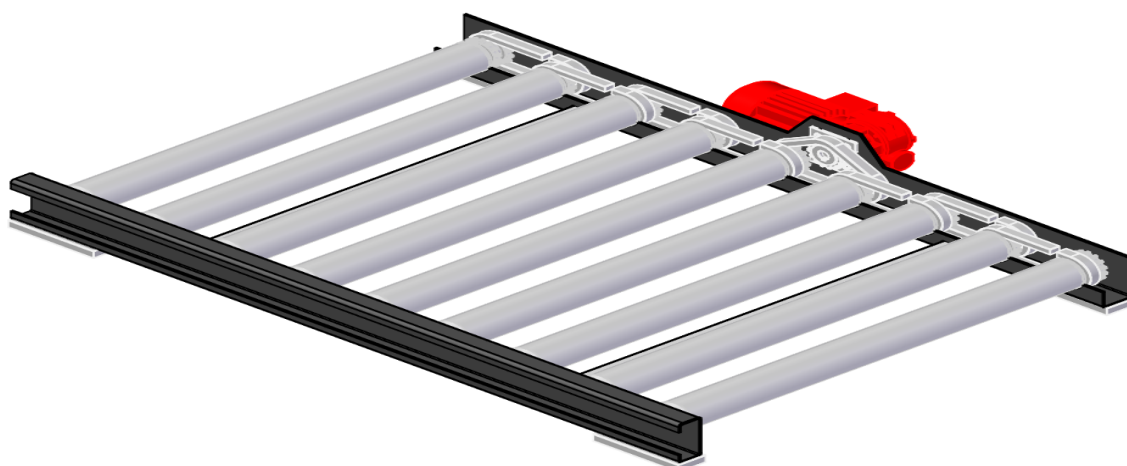
Mám možnost vybírat ze dvou způsobů pohonu. První z nich s tangenciálním pohonem má výhodu, že váleček je opatřen jednou řetězkou a řetězová smyčka je vedena

z prvního válečku až na poslední váleček. To spočívá ve vyšší účinnosti, v jednoduché konstrukci a montáži. Nevýhodou je přesné vedení řetězu a nutnost napínacího mechanismu. Navíc u spoluzabírajících unášených kol je v záběru vrchlík ozubeného kola, to znamená malý počet zubů v záběru (nízká ochrana zubů).



Obr. 7.4 Válečkový dopravník s tangenciálním pohonem [29]

Já se přikláním k variantě s pohonem opásáním. Váleček má dvě řetězky a řetězová smyčka je vedena z válečku na váleček. Výhodou je bezúdržbový provoz, vyšší ochrana záběru než u tangencionálních pohonů a řetěz není nutno vést. Jedna z nevýhod je v nutnosti přesných tolerancí roztečí válečků. Navíc možnost dvouřetězového válečku Fa KRAUS sériově nabízí.



Obr. 7.5 Pohon opásáním [29]

7.3 Mazání, ochrana proti korozi, čištění řetězového převodu

Mazání výrazně ovlivňuje životnost řetězu (odolnost proti opotřebení, působení koroze, oxidací), snižuje součinitele tření, opotřebení a přináší značné energetické úspory a zabezpečuje správnou funkci.

Vzájemný pohyb mezi pouzdrem a čepem, mezi pouzdrem a válečkem bez mazání vede k postupné abrazi příslušných ploch. Tento stav vede k předčasnému opotřebení řetězu a zvýšení odporu tření a tím ke zvýšení potřebného výkonu motoru.

Přítomnost filmu maziva na povrchu řetězu zabraňuje přímému styku ploch, zabraňuje oxidaci a bojuje proti tvorbě koroze.

Pro správnou spolehlivost a hospodárnost navrhuji občasné mazání ponorem v lázni. Ponechá-li se řetěz delší dobu v lázni, může olej vniknout do všech dutin řetězového článku.

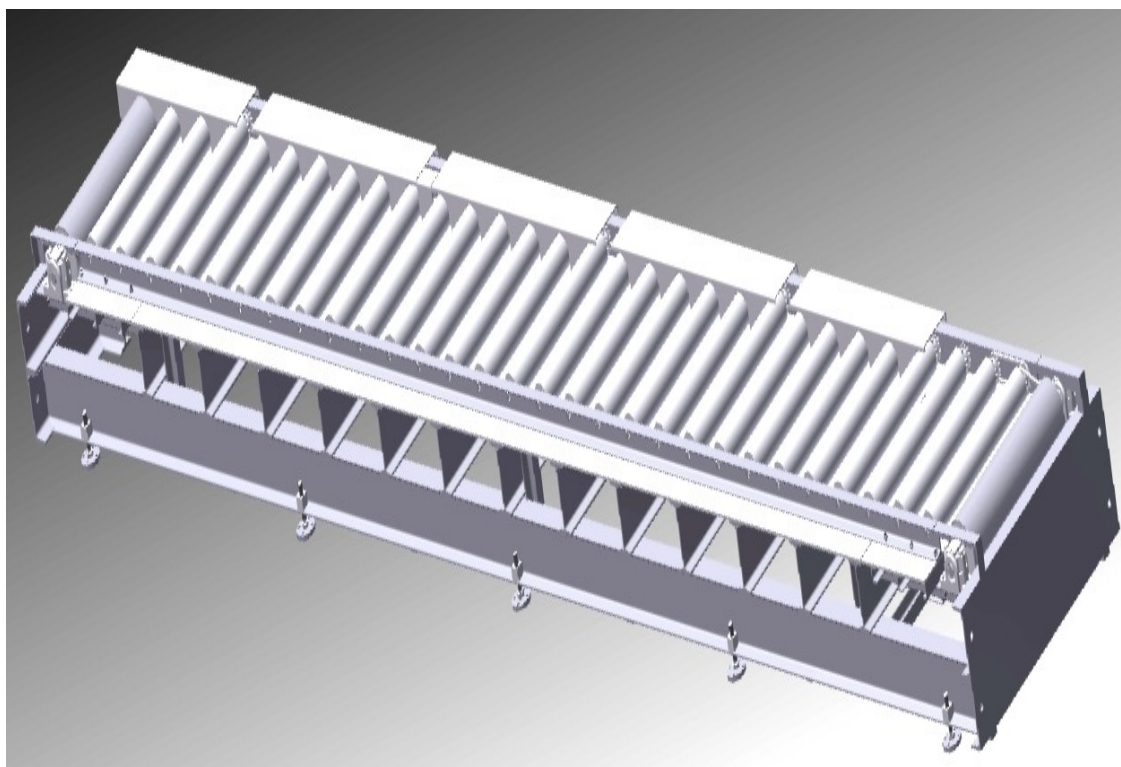
Čištění řetězu je základním činitelem pro správnou funkci a provoz řetězu, každé mazání ztrácí účinnost, není-li řetěz očištěn. Při čištění se musí odstranit nečistoty a usazeniny, buď pomocí rozpouštědel, nebo mechanicky vhodným měděným kartáčem.

8 OSTATNÍ DÍLY POHÁNĚNÉ VÁLEČKOVÉ DRÁHY

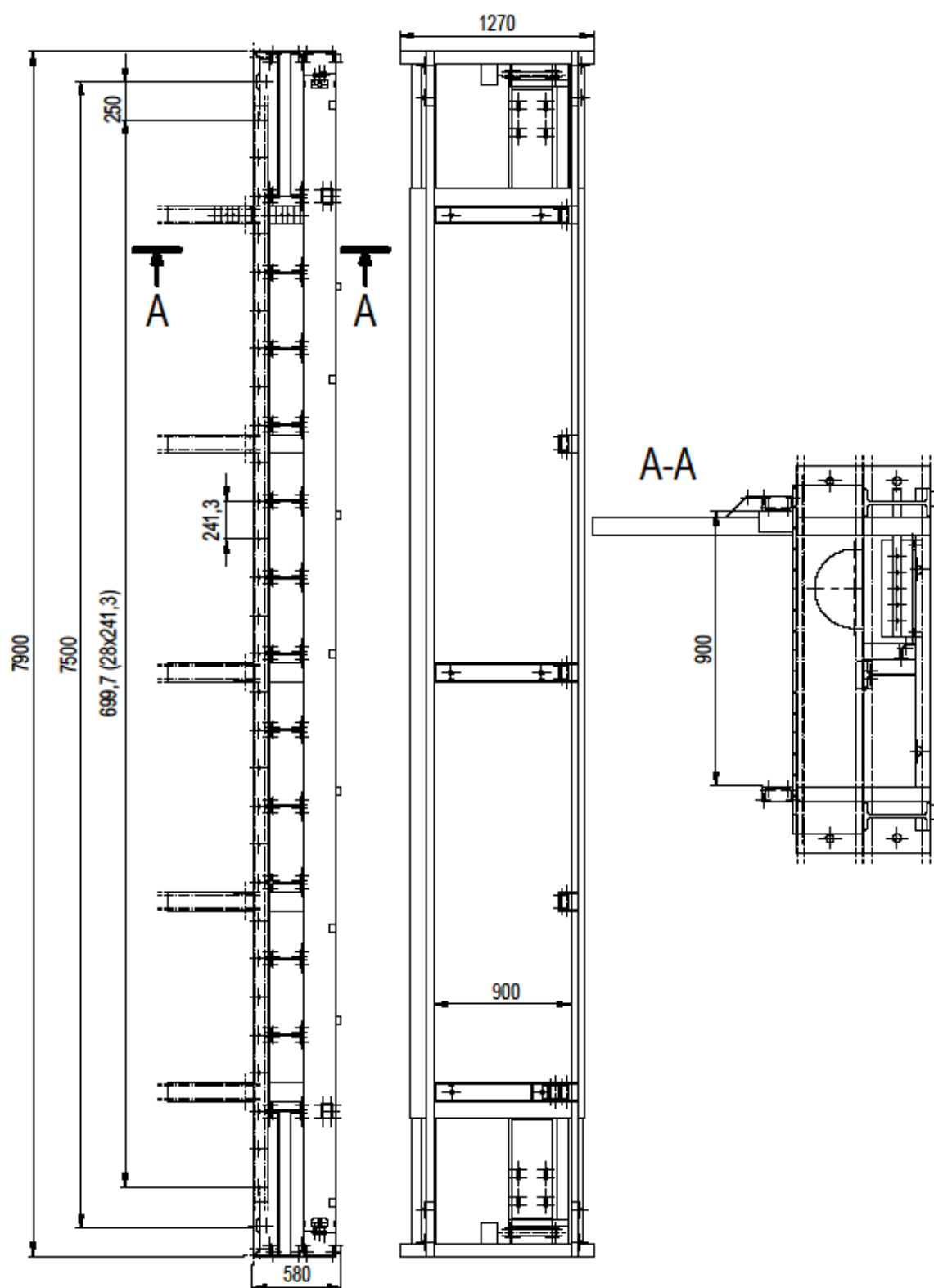
8.1 Konstrukce rámu

Celý rám je svařenec z konstrukční oceli 11 523. Bude ručně svařován elektrickým obloukem s obalovanou elektrodou B 121, s předem nařezaných a pro svařování upravených dílů viz. sestavní výkres SOL101-01-00 v příloze.

V praxi existuje mnoho možností jak tvar dopravníku pojmout a zkonstruovat. V mém případě jsem vycházel ze starého dopravníku, který se již v provozu vyskytuje, na podobné platformě funguje. Celý dopravník jsem si proměřil a začal s návrhem. Základem je v podstatě profil I 220 ležící ve směru dopravy materiálu a na něj je kolmo navařeno kolmo třináct kusu kratších profilů I220 (na šířku dopravníku), které nesou profil U který tvoří základnu pro soustavu hnaných válečků viz. obr. 8.2.



Obr. 8.1 Skladba profilů



Obr. 8.2 Rám válečkové trati

8.2 Pevnostní posouzení rámu

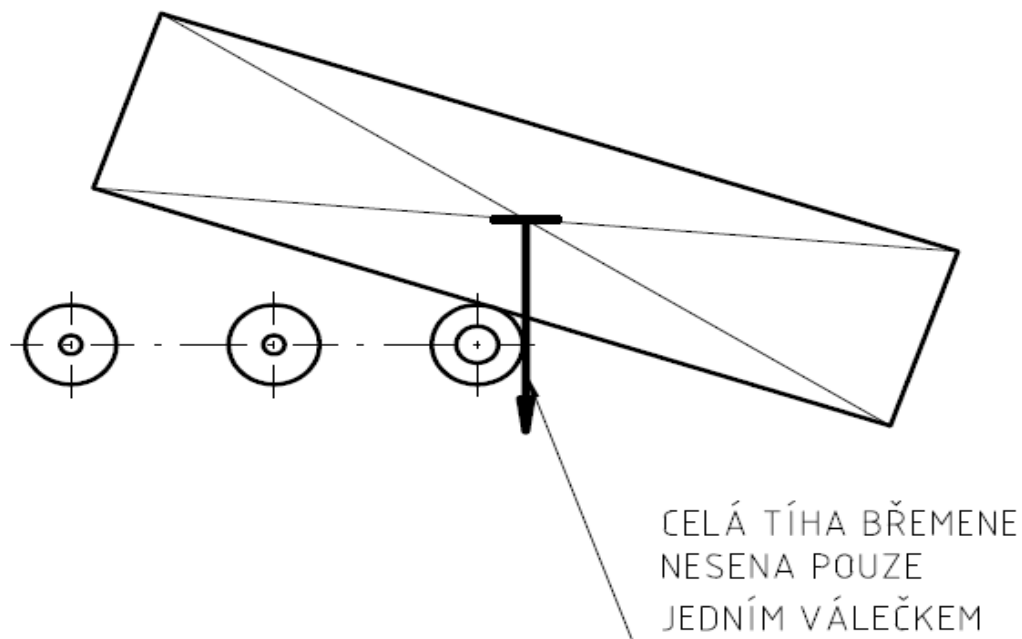
V mém případě není nutný pevnostní výpočet, protože rám již v praxi funguje a transportuje břemena o hmotnosti 10 000 kg. Takto používaný rám jsem důkladně zkontroloval, jestli nedošlo v průběhu používání k trvalým deformacím. Samotný rám žádné trvalé deformace nevykazuje.

Celý rám bude natřen základní barvou s vysokou antikorozní ochranou SYNOREX S 2003 na kovové předměty pro venkovní i vnitřní použití. Základní nátěr se bude nanášet na suchý, čistý, odmaštěný a rzi zbavený rám. Tento bude překryt syntetickým nátěrem UNIVERZAL SU 2013 žluté barvy. Nátěr bude sloužit také jako nedestructivní zkouška proti poškození rámu.

Deformovány jsou pouze válečky vlivem otěru přepravovaného materiálu. S takovým druhem opotřebení se počítá a je nutno válečky vizuálně kontrolovat, případně okamžitě vyměnit vykazují-li známky poškození, aby vlivem otěru nedošlo k proražení stěny opotřebovaného válečku a následnému přičení břemene. Toto by mohlo mít za následek sjetí břemene z dráhy, nebo zastavení válečku v důsledku vniknutí profilu dovnitř a přetržení řetězu, nebo poškození rámu.

8.3 Uložení koncových nehnaných válečků

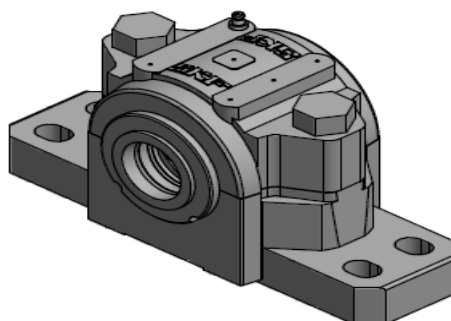
Po dohodě s investorem bylo rozhodnuto, že první a poslední váleček na válečkové trati o délce 7500 mm, nebude hnaný. V našem případě je instalace nehnaných válečků zbytečná, nemůže nastat situace, že by se přepravovaný materiál po odvalování na konci dráhy klopil, to znamená, že dlouhé břemeno najede na poslední váleček a těžiště břemene se dostává za něj a dochází ke klopení, tudíž v daný moment celou tíhu břemene nese pouze jeden váleček, viz. Obr 8.3.



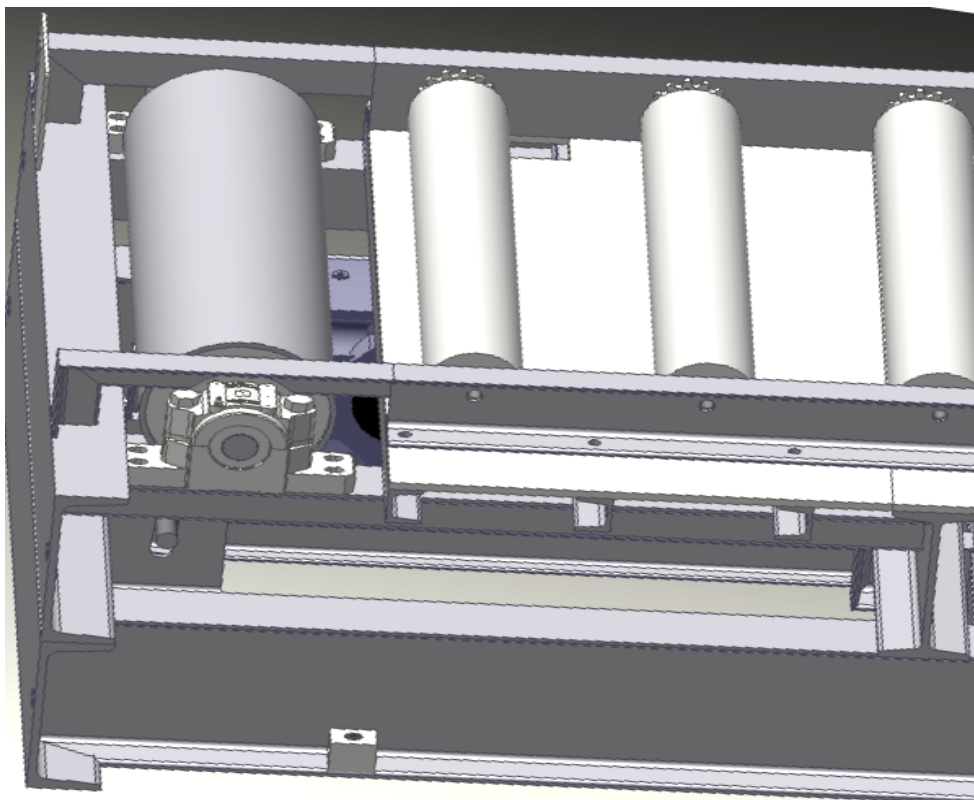
Obr. 8.3 Klopení předmětu na posledním válečku

Pokud má návrh tratě fungovat univerzálně, je nutno vždy při použití v jiném provozu, přepočítat pevnost v ohybu (díky lišícím se hmotnostem přepravovaného materiálu). Nutno, ale připomenout, že nehnatý váleček bude sloužit jako pomyslná bariéra začátku a konce poháněné válečkové tratě. Nehnatý váleček je nejtěžší rotační částí v celém rámu, který bude odolávat hrubému zacházení obsluhy jeřábu.

Další výhodou je, že se tento váleček, bude-li to potřeba, díky své hmotnosti dá použít jako brzda.

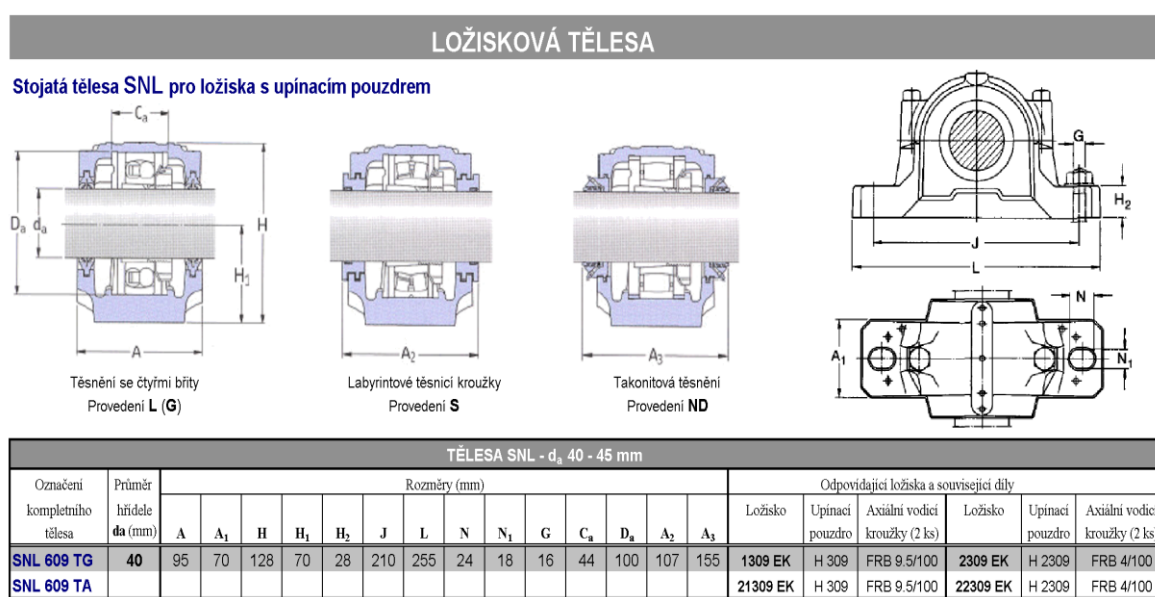


Obr. 8.4 Ložiskové těleso SKF [30]



Obr. 8.5 Konstrukční návrh nehnaného válečku

Z toho důvodu, jsem hřídel nehnaného válečku umístil do ložiskového tělesa SKF. Těleso je ideálně tuhé, pro náš případ výrazně naddimenzované a má vyřešen problém s vnikáním nečistot do ložiska pomocí těsnění s břity.



Obr. 8.6 Zástavbové rozměry ložiskového domku [30]

8.4 Pevnostní kontrola nehnaného válečku

Na modelové situaci viz. obr. 8.3 neznám klopení předmětu na posledním válečku. Dochází k nesení celé tíhy pouze jedním nehnaným válečkem. Má-li tato práce sloužit jako návod konstrukce i pro jiné tratě s větší nosností, je nutno tento váleček kontrolovat na ohyb. Celou situaci si zjednoduším a budu vycházet z předpokladu, že celý váleček je vlastně nosník na dvou podporách zatížený osamělou silou Q_{max} uprostřed.

Z praxe vím, že osamělá síla působí v jednom bodě, je jakýmsi konstrukčním ideálem a že ve skutečnosti se spíše bude jednat o spojité zatížení na určité délce, ale vzhledem k robustní konstrukci válečků a ložiskových domků, není třeba takto přesného výpočtu. Jde spíše o úvahu, že je nutno v tomto místě počítat s rizikem.

Pevnostní kontrola válečku na ohyb:

Nejdříve spočítám zatížení Q_{max} - osamělá síla [N].

$$Q_{max} = m_{max} \cdot g \quad [N] \quad (46)$$

$$Q_{max} = 2\,000 \cdot g \quad [N]$$

$$Q_{max} = 20\,000 \text{ N}$$

Nyní zjistím reakční složky na válečku.

$$\sum F_x = 0 \quad (47)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow F_a \cdot 0 - Q \cdot 0,45 + F_b \cdot 0,9 = 0$$

$$F_a + F_b - Q_{max} = 0$$

$$F_a = Q_{max} - F_b$$

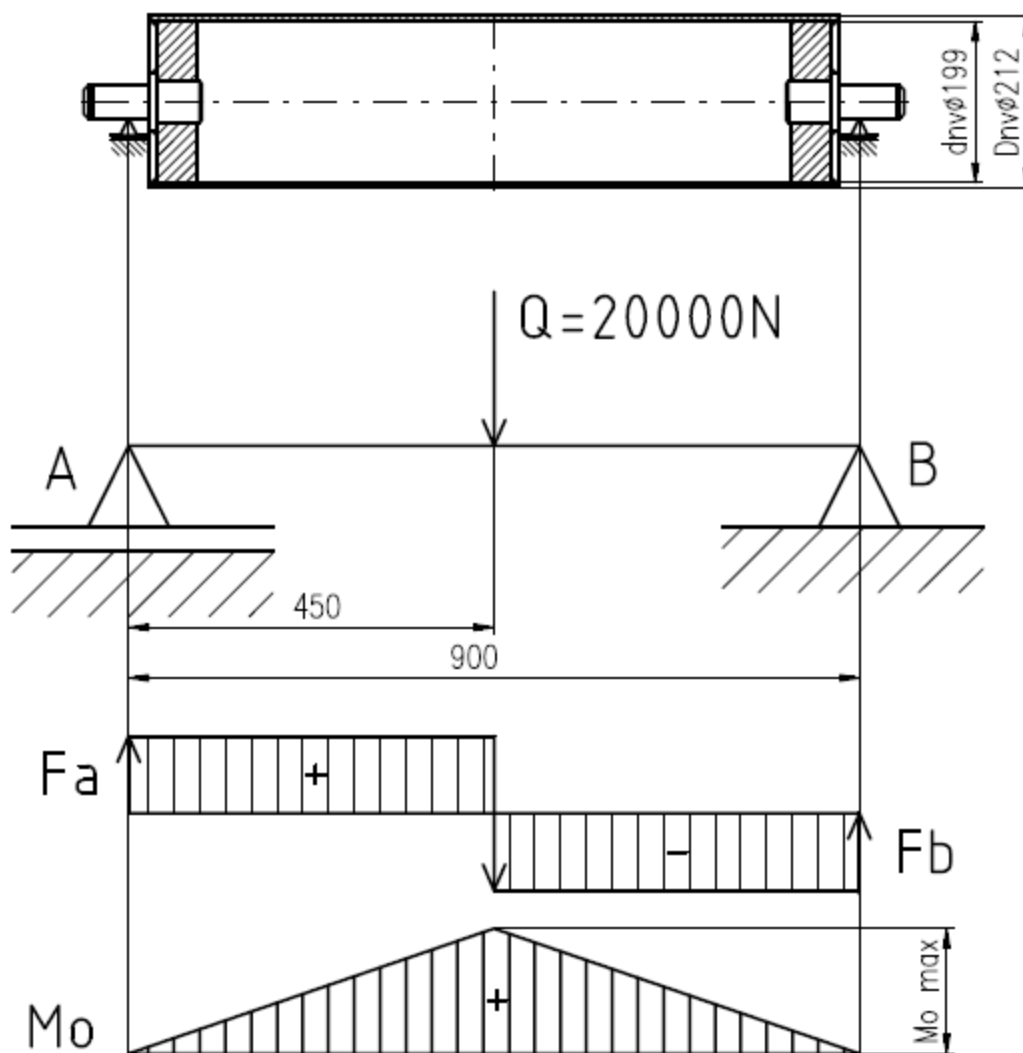
$$F_a = 20\,000 - 10\,000$$

$$F_a = 10\,000 \text{ N}$$

Kde:

$$F_a - \text{reakce v bodě A} \quad \rightarrow F_a = 10000 \text{ [N]}$$

$$F_b - \text{reakce v bodě B} \quad \rightarrow F_b = 10000 \text{ [N]}$$



Obr. 8.7 Pevnostní analýzy válečku

Maximální ohybový moment M_{onv} udává vztah:

$$M_{onv} = F_b \cdot 0,9 \text{ [Nm]} \quad (48)$$

$$M_{onv} = 10\,000 \cdot 0,9 \text{ [Nm]}$$

$$M_{onv} = 9\,000 \text{ Nm}$$

Dále dopočítám modul pružnosti v ohybu nosného průřezu nehnaného válečku W_{nv} .

$$W_{nv} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 + d^4}{D} \right) [m^3] \quad (49)$$

$$W_{nv} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,212^4 + 0,199^4}{0,212} \right) [m^3]$$

$$W_{nv} = 0,000209188 m^3$$

Průřez viz. obr. 8.7.

Nyní pokračuji výpočtem dovoleného ohybového napětí nehnaného válečku σ_{onv}

$$\sigma_{onv} = \frac{M_{onv}}{W_{onv}} [Pa] \quad (50)$$

$$\sigma_{onv} = \frac{9\,000}{0,0002092} [Pa]$$

$$\sigma_{onv} = 43\,021\,033 Pa = 43,02 MPa$$

V poslední fázi výpočtu určím koeficient bezpečnosti pláště nehnaného válečku k_{nv} , což je porovnání ohybového napětí na nehnaném válečku k mezi kluzu

$$k_{nv} = \frac{R_e}{\sigma_{onv}} [-] \quad (51)$$

kde:

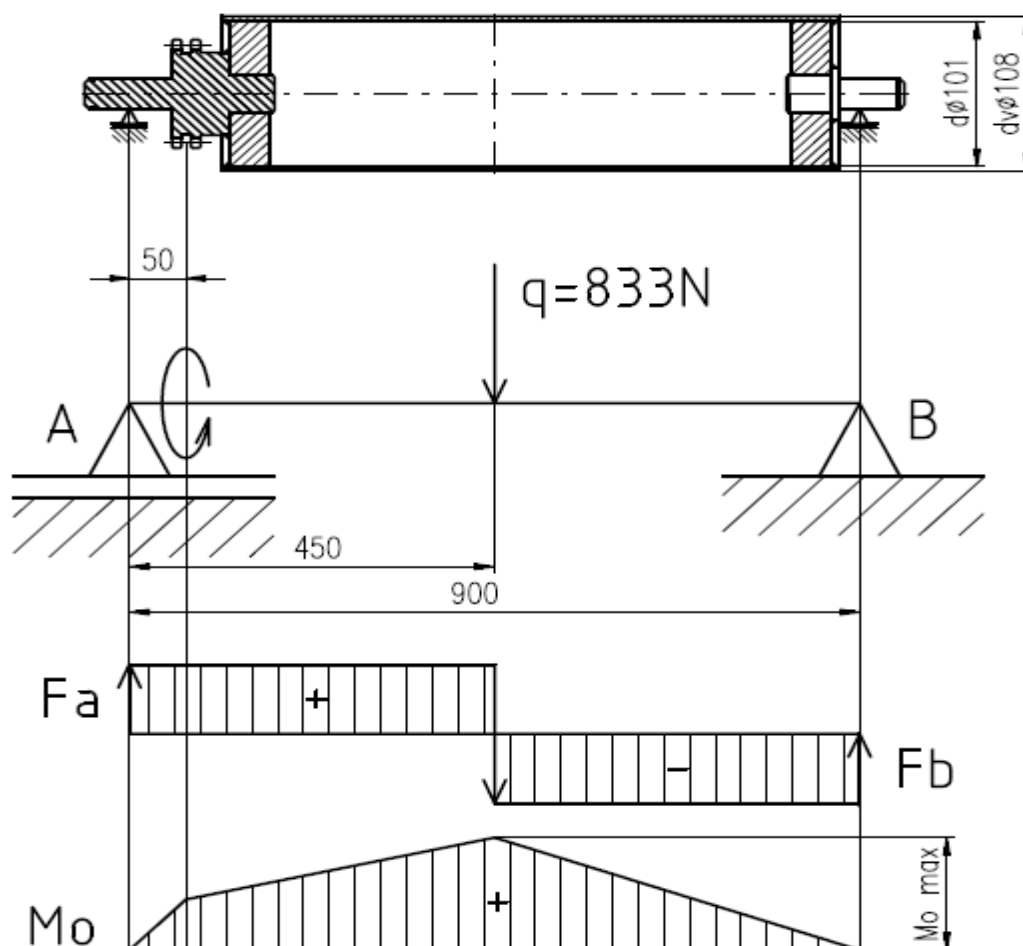
R_e [MPa] mez kluzu válečku, pro mat. 11 523 je dle [25] $R_e = 275 MPa$

$$k_{nv} = \frac{275}{43,02} [-]$$

$$k_{nv} = 6,4$$

8.5 Pevnostní kontrola hnaného válečku

Pevnostní výpočet válečků bude identický jako u nehnaného válečku, pouze s jedním rozdílem a to, že je nutno přidat i zatížení od řetězového převodu viz. obr. 8.8.



Obr. 8.8 Zatížení hnaného válečku

Pevnostní kontrola válečku na ohyb:

$$\sum F_x = 0 \quad (52)$$

$$\sum F_y = F_a - q - F_b = 0$$

$$\sum M_o = 0 \rightarrow F_a \cdot 0 - q \cdot 0,45 - M_o + F_b \cdot 0,9 = 0$$

$$F_a + F_b - Q_{max} = 0$$

$$F_a = Q_{max} - F_b$$

$$F_b = \frac{q \cdot 0,45 + M_o}{0,9} \quad [N]$$

$$F_b = \frac{833 \cdot 0,45 + 70,6}{0,9} \quad [N]$$

$$F_b = 494,9 \text{ N}$$

$$F_a - q - F_b = 0 \rightarrow F_a = q - F_b$$

$$F_a = 833 - 494,9 = 338,1 \text{ N}$$

Kde:

$$M_o - \text{Rozběhový moment na hřídeli} \quad \rightarrow M_o = 70,6 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$F_a - \text{reakce v bodě A} \quad \rightarrow F_a = 338,1 \text{ [N]}$$

$$F_b - \text{reakce v bodě B} \quad \rightarrow F_b = 494,9 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment hnaného válečku:

$$M_{ohv} = F_a \cdot 0,9 \quad [Nm] \quad (53)$$

$$M_{ohv} = 494 \cdot 0,9 \quad [Nm]$$

$$M_{ohv} = 444,6 \text{ Nm}$$

Modul pružnosti ohybu nosného průřezu hnaného válečku:

$$W_{ohv} = \pi \cdot \left(\frac{d_v^4 - d^4}{d_v} \right) \quad [m^3] \quad (54)$$

$$W_{ohv} = \pi \cdot \left(\frac{0,108^4 - 0,101^4}{0,108} \right) \quad [m^3]$$

$$W_{ohv} = 0,000930507 \quad [m^3]$$

Rozměry válečku jsou patrný z obr. 8.8

Dále pokračujeme výpočtem dovoleného ohybového napětí.

$$\sigma_{o\ hv} = \frac{M_{o\ hv}}{W_{o\ hv}} \quad [MPa] \quad (55)$$

$$\sigma_{o\ hv} = \frac{444,6}{0,000930} \quad [MPa]$$

$$\sigma_{o\ hv} = 478\,064\ Pa = 0,5\ MPa$$

Dle [25] činí R_e válečku 275 MPa, nyní váleček kontroluji k R_e , to znamená, že bezpečnost pláště válečku k_{hv} je poměr meze kluzu R_e k dovolenému ohybovému napětí $\sigma_{o\ hv}$.

$$k_{hv} = \frac{R_e}{\sigma_{o\ hv}} \quad [-] \quad (56)$$

$$k_{hv} = \frac{255}{0,5} \quad [-]$$

$$k_{hv} = 510$$

Váleček vyhovuje.

9 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navržení poháněné horizontální dráhy tak, aby se vycházelo z potřeb provozu a zájmu investora a vytvoření zařízení vycházejícího z univerzálního osvědčeného rámu a nakupovaných komponentů, které se nemusí pracně vyrábět.

První fázi se zabývám specifikací přepravovaného materiálu a provozu, v němž se bude poháněná horizontální dráha provozovat.

Následně navrhuji hlavní rozměry a válečky tak, aby vyhovovaly potřebě provozu, provedl výpočty válečkové trati, počtu a rozložení válečků, jejich odporů a potřebného výkonu pro rovnoběžný pohyb břemena na dráze.

Na základě tohoto postupu vybírám motor s kuželočelní převodovkou, která dodržuje požadavky na přepravní rychlost a sílu k transportu břemene.

Pevnostně kontroluji řetěz, navrhuji konstrukční řešení napínání řetězu, spřažení jednotlivých válečků a navržení nehnaných válečků, sloužících jako bariéra jednotlivých polí dělené válečkové tratě.

Hnaný i nehnaný váleček jsem pevnostně kontroloval, byť to v mém případě nebylo potřeba.

Válečkovou trať jsem zdokumentoval prostřednictvím sestavné výkresové dokumentace, doplněnou dodatečným požadavkem investora o středění dopravovaných břemen před rámovou pilou, pomocí mnou navržených hydraulicky vysouvaných prizmat a skluzu zbytků nedořezaných materiálů, která je ve formě přílohy přiložena k této diplomové práci.

10 SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s.
- [2] DRAŽAN, František; [et al.]. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290 s.
- [3] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha: SNTL, 1963. 276 s.
- [4] JANOVSKEÝ, Lubomír; PODIVÍNSKEÝ, Vítězslav. *Výpočty transportních zařízení*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1972. 329 s.
- [5] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojírenské tabulky II. – pohony*. Ostrava: Montanex a.s., 1997. 213s. ISBN 80-85780-51-8.
- [6] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Brno: CERM, s.r.o. 2007. 203s. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [7] SVOBODA, Pavel. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: CERM, s.r.o. 2007. 223s. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [8] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. 985s. ISBN 80-7183-164-6.
- [9] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. Elektronická skripta. FSI Brno, 2002. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [10] POKORNÝ, Jan. *Dopravní a manipulační zařízení*. Elektronická skripta. FSI Brno, 2002. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [11] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet řetězového převodu*. Vysokoškolská příručka [cit. 2010-05-08]. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/files/ka101/prirucka-retez.pdf>>.
- [12] HARTL, Martin. *Konstruování strojů-převody*. Elektronické přednášky. FSI VUT Brno: Dostupné z: <<http://www.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=91176>>.
- [13] HORNÍKOVÁ, Jana. *Pružnost a pevnost I*. Elektronické přednášky. FSI VUT Brno: Dostupné z: <<http://www.vutbr.cz/elearning/course/view.php?id=91993>>.
- [14] BUREŠ, Jiří. *Valivé tření (valivý odpor)*. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z: <<http://www.vutbr.cz/conventor.cz/tabulky/valive-treni.htm>>.
- [15] Torwegge Slovensko s.r.o. *Dopravné elementy*. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z: <http://www.torewgge.sk/files/pdf/03_dopravni_technika.pdf>.
- [16] PSP pohony a.s. *Převodovky*. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id%51>.

- [17] Siemens, s.r.o. *Nízkonapěťové standartní motory 1LA7*. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z:
<http://www.siemens.cz/sa/current/index.php?ctxnh=1d95c74197&ctxp=doc_katalogy>.
- [18] Kovos. Ozubená kola řetězová – s nábojem. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z:
<<http://www.kvos-retezy.cz/retezova-kola-s-nabojem.asp>>.
- [19] Kovos. *Jednořadé válečkové řetězy*. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z:
<<http://www.kvos-retezy.cz/retezovy-valeckove-jednorade.asp>>.
- [20] AMG – Karel Pícha, s.r.o. Válečkové tratě. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z:
<<http://www.amgpicha.cz/valeckove-trate/>>.
- [21] TMT spol. s.r.o. *Výrobní program*. [cit. 2010-05-08]. Dostupné z:
<<http://www.tmt.cz/vyrobní-program/dle-zarizeni/valeckove-dopravniky-kusovych-predmetu/valeckove-dopravniky-kusovych-predmetu.php>>.
- [22] <<http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000:CZ.1810.pdf>>.
- [23] <http://www.kraus.co.at/cs/producty/dopravni-valecky/pohon-reteze...> 28.1.2015.
- [24] http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000_IE1_IE2_IE3_EN5114.pdf
- [25] <http://www.elprim.cz/katalogy/retezy.pdf>
- [26] http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [27] Výpočet řetězových převodů ČSN 01 4809.
- [28] <http://www.retezy-vam.com>
- [29] HANUS, Vít. *Systém nízkourovňových válečkových a řetězových dopravníků*.
- [30] <http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [31] SLÁMA, Jakub. *Poháněná horizontální válečková dráha*.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1	Používaná válečková trať	13
Obr. 1.2	Další rozličná trať, přepravující totožný materiál.....	14
Obr. 1.3	Dispozice stávající.....	15
Obr. 1.4	Dispozice s novým dopravníkem	16
Obr. 2.1	Základní rozměry rámu dráhy	17
Obr. 2.2	Váleček poháněný.....	19
Obr. 2.3	Rám se zakótovanými roztečemi	20
Obr. 3.1	Výškově nastavitelná patka	22
Obr. 3.2	Schéma rozložení tíhy břemene na válečcích poháněné válečkové trati.....	25
Obr. 4.1	Kuželočelní převodovka s motorem	31
Obr. 4.2	Parametry převodovky.....	32
Obr. 4.3	Rozměry převodovky	33
Obr. 4.4	Elektromotor 1,1 kW	34
Obr. 5.1	Diagram pro volbu řetězu ze jmenovitého výkonu a otáček pastorku dle ČSN 01 4809	40
Obr. 6.1	Rozměry válečkového řetězu [25]	41
Obr. 6.2	Upravené rozteče na celkové délce dráhy 7 500 mm	47
Obr. 7.1	Pracovní poloha kuželočelní převodovky, zdroj Nord	48
Obr. 7.2	Kyvné uložení pohonu.....	49
Obr. 7.3	Detail z 3D modelu horizontální poháněné válečkové tratě.....	49
Obr. 7.4	Válečkový dopravník s tangenciálním pohonem [29].....	50
Obr. 7.5	Pohon opásáním.....	50
Obr. 8.1	Skladba profilů	52
Obr. 8.2	Rám válečkové trati	53
Obr. 8.3	Klopení předmětu na posledním válečku	55
Obr. 8.5	Ložiskové těleso SKF [30]	55
Obr. 8.4	Konstrukční návrh hnaného válečku.....	56
Obr. 8.6	Zástavbové rozměry ložiskového domku [30]	56
Obr. 8.7	Pevnostní analýzy válečku.....	58
Obr. 8.8	Zatížení hnaného válečku	60

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

SOL 101-01-00 Celková sestava

SOL 101-02-00 Sestava rámu

SOL 101-03-02 Skluz

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Solich**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Konstrukční návrh válečkové poháněné tratě**
Engineering Design of Driven Roller Conveyor

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte rešerši dané problematiky. Popište problematiku válečkové tratě včetně dopravovaného materiálu. Vypracujte konstrukční návrh poháněné válečkové tratě. Návrh podložte příslušnými pevnostními výpočty s ohledem na zákonitosti a mechanické vlastnosti přepravovaného materiálu. Konstrukční návrh podložte potřebnými pevnostními výpočty a případně dalšími kinematickými studiemi. Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – Ing. Rostislav Kaňa.

Seznam doporučené odborné literatury:

GAJDÚŠEK, J. - ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. Vyd. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně 1988. 277s.
DRAŽAN, F. a kol. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. Vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290S.
MALÍK, V. *Válečkové tratě v teorii a praxi*. Praha SNTL, 1963. 276 S.
JANOVSKÝ, L. - PODIVÍNSKÝ, V. *Výpočty transportních zařízení*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1972. 329s.
KRÍŽ, R. *Strojírenské tabulky II. – pohony*. Ostrava Montanex a.s., 1997. 213s. ISBN 80-85780-51-8
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu*. Ostrava Montanex a.s. 1995. 563s. ISBN 80-85780-22-4

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014
Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5. 2015

..... Solich Radek.

Bc. Radek Solich

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/1200 Sb. autorský zákon, zejména §35 užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2015


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Radek Solich

Adresa trvalého pobytu autora práce: ul. 17. Listopadu 1160, Orlová-město, 735 11